

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-114263

(43)Date of publication of application : 06.05.1998

(51)Int.Cl.

B60T 8/58

(21)Application number : 09-181606

(71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV
LAB INC

(22)Date of filing : 07.07.1997

(72)Inventor : ONO HIDEKAZU
ASANO KATSUHIRO
UMENO KOJI
YAMAGUCHI HIROYUKI
SUGAI MASARU

(30)Priority

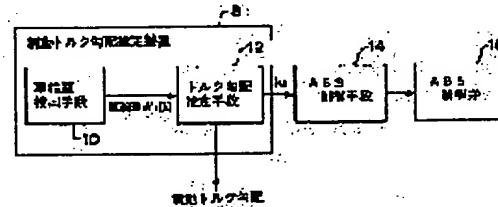
Priority number : 08218828 Priority date : 20.08.1996 Priority country : JP

(54) ANTI-LOCK BRAKE CONTROLLER TORQUE GRADIENT ESTIMATING DEVICE AND
BRAKING TORQUE GRADIENT ESTIMATING DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To conduct precise ABS control which is stable, comfortable and close in consideration of the interference of four wheels.

SOLUTION: A wheel speed detecting means 10 for detecting time series data of the wheel speed of respective wheels for each prescribed sampling time, a torque gradient estimating means 12 for detecting braking torque gradient against slip speed from the time series data of wheel speed, an ABS control means 14 for calculating the operation amount of brake force acting on the respective wheels so that an estimated braking torque gradient may almost meet 0, and an ABS control valve 16 for controlling the brake pressure based on the operation amount. The torque gradient estimating means calculates wheel speed changing history and changing the history of a wheel speed change from the time series data of wheel speed, and calculates braking torque gradient based on the history, therefore, estimation of wheel speed is eliminated, and it is possible to conduct ABS control stably. Only minority parameter identification is required, therefore, it is possible to improve calculation accuracy. The operation amount is calculated in consideration of the interference of four wheels, thus attaining close ABS control.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 18.09.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 10-114263

(43) 公開日 平成 10 年 (1998) 5 月 6 日

(51) Int.Cl.⁶
B60T 8/58

識別記号

庁内整理番号

F I

B60T 8/58

技術表示箇所

2

審査請求 未請求 請求項の数 12 O L (全 30 頁)

(21) 出願番号 特願平 9-181606
(22) 出願日 平成 9 年 (1997) 7 月 7 日
(31) 優先権主張番号 特願平 8-218828
(32) 優先日 平 8 (1996) 8 月 20 日
(33) 優先権主張国 日本 (JP)

(71) 出願人 000003609
株式会社豊田中央研究所
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41
番地の 1
(72) 発明者 小野 英一
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41
番地の 1 株式会社豊田中央研究所内
(72) 発明者 浅野 勝宏
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41
番地の 1 株式会社豊田中央研究所内
(74) 代理人 弁理士 中島 淳 (外 1 名)

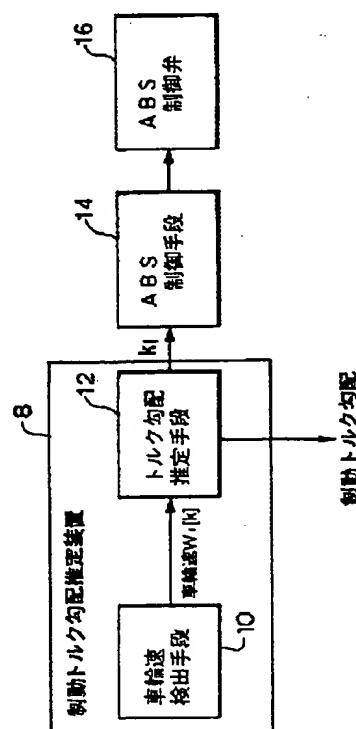
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】アンチロックブレーキ制御装置、トルク勾配推定装置及び制動トルク勾配推定装置

(57) 【要約】

【課題】安定かつ快適で 4 輪の干渉を考慮したきめの細かい ABS 制御を行う。

【解決手段】所定のサンプル時間毎に各車輪の車輪速の時系列データを検出する車輪速検出手段 10 と、車輪速の時系列データからスリップ速度に対する制動トルクの勾配を検出するトルク勾配推定手段 12 と、推定制動トルク勾配が 0 に略一致するように各車輪に作用するブレーキ力の操作量を演算する ABS 制御手段 14 と、この操作量に基づきブレーキ圧の制御を行う ABS 制御弁 16 と、を備える。トルク勾配推定手段は、車輪速の時系列データから車輪速の変化の履歴及び車輪速度の変化の変化の履歴を演算し該履歴に基づいて制動トルク勾配を演算するので車体速度の推定が不要となり安定な ABS 制御が可能となる。また、少数パラメータを同定すれば済むため演算精度も向上する。さらに、4 輪の干渉を考慮に入れて操作量が演算されるので、きめ細かい ABS 制御が可能となる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 所定のサンプル時間毎に車輪速度を検出する車輪速検出手段と、

前記車輪速検出手段により検出された車輪速度の時系列データに基づいて、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定するトルク勾配推定手段と、

前記トルク勾配推定手段により推定された制動トルクの勾配が基準値を含む所定範囲の値となるように車輪に作用するブレーキ力を制御する制御手段と、
を含むアンチロックブレーキ制御装置。

【請求項2】 前記トルク勾配推定手段は、

検出された車輪速度の時系列データに基づいて、車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量を演算する第1の演算手段と、

前記第1の演算手段により演算された車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量に基づいて、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴を表す物理量を演算し、該物理量から制動トルクの勾配を推定する第2の演算手段と、

を備えたことを特徴とする請求項1のアンチロックブレーキ制御装置。

【請求項3】 前記第2の演算手段は、

制動トルク及びブレーキトルクが作用した場合の車輪の運動状態を、前記制動トルクがスリップ速度に対し制動トルクの勾配に応じて一次関数的に変化する勾配モデルにより近似すると共に、

近似された前記運動状態を、同定すべきパラメータであるスリップ速度に対する制動トルクの勾配、車輪速度の

変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の関係に予め変換しておき、

前記第1の演算手段により演算された車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量を前記関係に順次当てはめた各データに対し、オンラインのシステム同定手法を適用することにより、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定することを特徴とする請求項2のアンチロックブレーキ制御装置。

【請求項4】 前記第1の演算手段は、車輪番号iの車輪においてサンプル時刻k (k=1, 2, ...) で検出された車輪速度の時系列データを $\omega_i[k]$ 、前記サンプル時間を τ 、車輪慣性をJとしたとき、車輪速度の変化に関する物理量として、

【数1】

$$\phi_i[k] = \left[\tau \{ \omega_i[k-1] - \omega_i[k-2] \} / J \right]$$

1

20 を演算し、車輪速度の変化に関する物理量として、

$$y_i[k] = -\omega_i[k] + 2\omega_i[k-1] - \omega_i[k-2]$$

を演算すると共に、

前記第2の演算手段は、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴を表す物理量 θ_i を、忘却係数を入、行列の転置を"'"として、

【数2】

$$\theta_i[k] = \theta_i[k-1] + L_i[k](y_i[k] - \phi_i[k]^T \cdot \theta_i[k-1])$$

$$P_i[k-1] \phi_i[k]$$

$$L_i[k] = \frac{1}{\lambda + \phi_i[k]^T P_i[k-1] \phi_i[k]}$$

$$P_i[k] = \frac{1}{\lambda} \left[P_i[k-1] - \frac{P_i[k-1] \phi_i[k] \phi_i[k]^T P_i[k-1]}{\lambda + \phi_i[k]^T P_i[k-1] \phi_i[k]} \right]$$

という漸化式から推定し、推定値 θ_i の行列の第一要素をスリップ速度に対する制動トルクの勾配として求めることを特徴とする請求項2のアンチロックブレーキ制御装置。

【請求項5】 所定のサンプル時間毎に検出された車輪減速度の時系列データ、及び所定のサンプル時間毎に検出されたブレーキトルク又は該ブレーキトルクに関する

た物理量の時系列データに基づいて、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定するトルク勾配推定手段と、

前記トルク勾配推定手段により推定された制動トルクの勾配が基準値を含む所定範囲の値となるように車輪に作用するブレーキ力を制御する制御手段と、

50 を有するアンチロックブレーキ制御装置であって、

前記トルク勾配推定手段は、

制動トルク及びブレーキトルクが作用した場合の車輪の運動状態を、前記制動トルクがスリップ速度に対し制動トルクの勾配に応じて一次関数的に変化する勾配モデルにより近似すると共に、

近似された前記運動状態を、同定すべきパラメータであるスリップ速度に対する制動トルクの勾配、それぞれブレーキトルクと車輪減速度とにより表わされた制動トルクの変化に関する物理量及びスリップ速度の変化に関する物理量の間の関係に予め変換しておき、
検出された車輪減速度の時系列データ及び検出されたブレーキトルク又は該ブレーキトルクに関連した物理量の時系列データを前記関係に順次当てはめた各データに対し、オンラインのシステム同定手法を適用することにより、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定する

$$f = -J (y[j+1] - y[j]) + T_b[j+1] - T_b[j]$$

$$\phi = \tau \cdot A \cdot y[j] + \frac{1}{J} (I - A) T_b[j]$$

により表し、

近似された前記運動状態を、同定すべきパラメータである各車輪毎の制動トルクの勾配を対角成分に持ち非対角成分は0である行列をKとして、

$$K \cdot \phi = f$$

の関係式に予め変換しておき、

検出された車輪減速度の時系列データ $y[j]$ ($j = 1, 2, 3, \dots$) 及び検出されたブレーキトルクの時系列データ $T_b[j]$ ($j = 1, 2, 3, \dots$) を前記関係式に順次当てはめた各データに対し、オンラインのシステム同定手法を適用することにより、各車輪毎の制動トルクの勾配を推定することを特徴とする請求項4のアンチロックブレーキ制御装置。

【請求項7】 前記制御手段は、

各車輪に発生した制動トルクが最大となるスリップ速度を各車輪の平衡点として、前記制動トルク及び前記平衡点の周りで作用するブレーキ力の操作量が各車輪に作用した場合の各車輪の運動状態と、

各車輪に発生した制動トルクが車体全体へ作用した場合の車体の運動状態と、

前記平衡点周りの各車輪のスリップ速度の擾乱に対する各車輪の制動トルクの非線形変動を、各車輪のスリップ速度の擾乱に対して第1の範囲内で変動する線形変動で表した第1のモデルと、

前記平衡点周りの各車輪のスリップ速度の擾乱に対する各車輪の制動トルクの勾配の非線形変動を、各車輪のスリップ速度の擾乱に対して第2の範囲内で変動する線形変動で表した第2のモデルと、

に基づいて、前記第1の範囲及び第2の範囲が所定の許容範囲内に収まり、かつ前記第2の範囲が所定の許容範囲以外に収まるように設計された前記第2のモデルの制動トルクの勾配が前記トルク勾配推定手段が推定した制動トルクの勾配に一致するような前記各車輪のブレーキ力の操作量を演算し、

演算された各車輪のブレーキ力の操作量に基づいて、各車輪に作用するブレーキ力を制御することを特徴とする請求項1乃至請求項6のいずれか1項のアンチロックブレーキ制御装置。

【請求項8】 所定のサンプル時間毎に車輪速度を検出する車輪速検出手段と、
前記車輪速検出手段により検出された車輪速度の時系列データに基づいて、スリップ速度に対する制動トルク又は駆動トルクの勾配を推定するトルク勾配推定手段と、
前記トルク勾配推定手段により推定された制動トルク又は駆動トルクの勾配の推定値を出力する出力手段と、
を含むトルク勾配推定装置。

【請求項9】 前記トルク勾配推定手段は、

検出された車輪速度の時系列データに基づいて、車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量を演算する第1の演算手段と、
前記第1の演算手段により演算された車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量に基づいて、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴を表す物理量を演算し、該物理量から制動トルク又は駆動トルクの勾配を推定する第2の演算手段と、

前記第2の演算手段により演算された車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量に基づいて、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴を表す物理量を演算し、該物理量から制動トルク又は駆動トルクの勾配を推定する第3の演算手段と、
を備えたことを特徴とする請求項8のトルク勾配推定装置。

【請求項10】 所定のサンプル時間毎に検出された車輪減速度の時系列データ、及び所定のサンプル時間毎に検出されたブレーキトルク又は該ブレーキトルクに関連した物理量の時系列データに基づいて、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定するトルク勾配推定手段と、

前記トルク勾配推定手段により推定された制動トルクの勾配の推定値を出力する出力手段と、

を有する制動トルク勾配推定装置であって、

前記トルク勾配推定手段は、

制動トルク及びブレーキトルクが作用した場合の車輪の運動状態を、前記制動トルクがスリップ速度に対し制動トルクの勾配に応じて一次関数的に変化する勾配モデルにより近似すると共に、

近似された前記運動状態を、同定すべきパラメータであるスリップ速度に対する制動トルクの勾配、それぞれブレーキトルクと車輪減速度とにより表わされた制動トルクの変化に関する物理量及びスリップ速度の変化に関する物理量の間の関係に予め変換しておき、

$$f = -J (y [j+1] - y [j]) + T_{\phi} [j+1] - T_{\phi} [j]$$

$$\phi = \tau \cdot A \cdot y [j] + \frac{\tau}{J} (1 - A) T_{\phi} [j]$$

により表し、

近似された前記運動状態を、同定すべきパラメータである各車輪毎の制動トルクの勾配を対角成分に持ち非対角成分は0である行列をKとして、

$$K \cdot \phi = f$$

の関係式に予め変換しておき、

検出された車輪減速度の時系列データ $y_{1,2,3,\dots} [j]$ 及び検出されたブレーキトルクの時系列データ $T_{1,2,3,\dots} [j]$ を前記関係式に順次当てはめた各データに対し、オンラインのシステム同定手法を適用することにより、各車輪毎の制動トルクの勾配を推定することを特徴とする請求項10の制動トルク勾配推定装置。

【請求項12】 車体と車輪と路面とから構成される振動系の共振周波数でブレーキ力を微小励振する微小励振手段と、

前記微小励振手段によりブレーキ力を微小励振した場合のブレーキ力の微小振幅に対する車輪速度の共振周波数成分の微小振幅の比である微小ゲインを演算する微小ゲイン演算手段と、

前記微小ゲイン演算手段により演算された微小ゲインに基づいて、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定するトルク勾配推定手段と、

前記トルク勾配推定手段により推定された制動トルクの勾配の推定値を出力する出力手段と、

検出された車輪減速度の時系列データ及び検出されたブレーキトルク又は該ブレーキトルクに関連した物理量の時系列データを前記関係に順次当てはめた各データに対し、オンラインのシステム同定手法を適用することにより、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定することを特徴とする制動トルク勾配推定装置。

【請求項11】 前記トルク勾配推定手段は、車輪番号iの車輪においてサンプル時刻jでの車輪減速度の時系列データを $y_i [j]$ 、ブレーキトルクの時系列データを $T_{\phi,i} [j]$ 、前記所定のサンプル時間を τ 、車輪慣性を J 、車輪半径を R 、車両質量を M とし、各車輪のブレーキトルクの時系列データを各成分に持つベクトルを $T_{\phi} [j]$ 、各車輪の車輪減速度の時系列データを各成分に持つベクトルを $y [j]$ 、単位行列を I 、対角成分が $\{ (J/MR_i)^{-1} + 1 \}$ で非対角成分が J/MR_i の行列を A としたとき、

$$f = -J (y [j+1] - y [j]) + T_{\phi,i} [j+1] - T_{\phi,i} [j]$$

【数4】

を含む制動トルク勾配推定装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明が属する技術分野】 本発明はアンチロックブレーキ制御装置、トルク勾配推定装置及び制動トルク勾配推定装置に係り、より詳しくは、車輪速度の時系列データに基づいて、スリップ速度に対する制動トルク又は駆動トルクの勾配を少数のパラメータで推定するトルク勾配推定装置、車輪減速度とブレーキトルクの時系列データからスリップ速度に対する制動トルクの勾配を少数のパラメータで推定する制動トルク勾配推定装置、及び推定された制動トルクの勾配に基づいて車輪に作用するブレーキ力を制御するアンチロックブレーキ制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来のアンチロックブレーキ制御装置は、車輪速センサの信号に基づいて車体速度、車体加減速度、または車体速度に近似した速度信号等を作成し、これらの比較からブレーキ力を制御してアンチロックブレーキ動作を行っている。

【0003】 すなわち、特開昭61-196853号公報には、推定した推定車体速度と車輪速度等から得られる基準速度との比較から、車輪がロックする可能性があるかどうかを判断し、車輪がロックする可能性がある時にブレーキ力を減少させるアンチロックブレーキ制御装

置が記載されている。このアンチロックブレーキ制御装置では、推定車体速度 v_e は図 16 に示すように車輪速度より求めた速度 v_r の谷を一定勾配で接続することにより得られるが、推定車体速度 v_e と実車体速度 v_v との間にずれが生じていることが理解できる。

【0004】また、このアンチロックブレーキ制御装置では、悪路走行時の車輪接地荷重の変化によって推定車体速度 v_e が実車体速度 v_v より大きくなることを防止するために、推定車体速度の変化以上に車輪速度が変化する場合には推定車体速度の増加割合を抑制している。

【0005】また、車両がある速度で走行している時、ブレーキをかけていくと車輪と路面との間にスリップが生じるが、車輪と路面との間の摩擦係数 μ は、次式で表されるスリップ率 S に対し、図 17 のように変化することが知られている。なお、 v_v は実車体速度、 v_r は車輪速度である。

$$[0006] S = (v_v - v_r) / v_v$$

この $\mu - S$ 特性では、あるスリップ率（図 17 の A2 領域）で摩擦係数 μ がピーク値をとるようになる。このピーク値をとるスリップ率が予め分かっていれば車体速度と車輪速度とからスリップ率を求ることによりスリップ率制御を行うことができる。

【0007】このため、特開平 1-249559 号公報のアンチロックブレーキ制御装置では、車体速度の近似値及び車輪速度等からスリップ率を演算し、演算したスリップ率と設定したスリップ率との比較からブレーキ力を制御している。このアンチロックブレーキ制御装置では、推定車体速度 v_e と実車体速度 v_v とのずれによって長時間ノーブレーキの状態となることを防止するために、必要以上に長い時間ブレーキ圧を減圧状態にしないようにしている。

【0008】なお、これら従来のアンチロックブレーキ制御装置は、図 18 に示すように、車輪速度 ω 、および車体加速度 $d v_r / dt$ から車体推定速度 v_e を推定する車体速度推定部 2 と、車輪速度 ω 、と車体推定速度 v_e とから車輪のロック状態を検出し、車両の運転系 1 に対してブレーキ力 P_e を制御するブレーキ力制御部 3 とから構成されている。また、ブレーキ力制御部 3 では、いわゆる PID 制御などを用いて 4 輪共に又は各車輪毎にブレーキ力の制御を行っている。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このような従来のアンチロックブレーキ制御装置では、以下のようないくつかの問題点がある。

【0010】すなわち、車体速度推定部が必要であるため、車体速度の推定のために図 16 に示すように、車輪速度から求めた速度 v_r と実車体速度 v_v とが一致もしくは近い値になるまでブレーキ力を戻す必要があり、そのためには車輪のブレーキ力の増圧減圧を比較的低周波で繰り返す必要があった。また、基準速度と比較する車

体速度が車輪速度や車体加減速度等から求めた近似値であるため、実際の車体速度と大きく異なる時があり、場合によっては車輪が長時間ロック状態に陥るとか、復帰のためブレーキ力を極端に減少させてしまう等の問題があつた。そのため、車両の挙動に著しい影響を与えて制動距離の増加や不快な振動を起こすことがあつた。

【0011】更に、スリップ率によってブレーキ力を制御するアンチロックブレーキ制御装置では、車両の走行する路面状態によって最大の摩擦係数となるスリップ率が異なることは容易に予想できることであり、この対策として路面状態を検出、推定し、かつ路面状態に応じた基準スリップ率を複数個用意するか、路面状態に応じて基準スリップ率を変化させる必要があつた。

【0012】なお、米国特許 4794538 号 (Dec. 27, 1988) の明細書には、ホイールシリンダ圧と車輪速度から路面と車輪との間の摩擦係数 μ を推定し、この μ 値に基づいて車輪に作用するブレーキ力を制御する方法が開示されている。この技術では、ホイールシリンダ圧と車輪速度の時系列データから車輪と車体速度の数式モデルに基づきオンライン同定手法を適用することにより 3 つのパラメータ (p_1, p_2, c_1) を同定し、同定されたパラメータ p_1 に基づいて、路面 μ 勾配を求め、該勾配より μ 値を演算している。この技術によれば、車速を推定することなく、路面毎の摩擦係数 μ や μ 勾配を求めることが可能であるので、上記の幾つかの問題点が解決できる。

【0013】しかし、一般にシステム同定手法を適用する場合、同定するパラメータ数の 2 乗に比例した演算量が要求され、また同定精度もパラメータ数が多くなるほど悪化するという性質があり、この結果、3 つのパラメータを同時に同定することが必要となるこの従来手法は、演算量が多く、また同定精度も問題となる。

【0014】更に、以上述べたいずれの ABS 制御系もタイヤ特性の強い非線形特性を有するシステムであり、ブレーキ力 P_e を 4 輪共に又は各車輪毎に独立に PID 制御などを用いて制御する従来の ABS 制御手段では、4 輪の干渉等を考慮に入れていないため、きめの細かい ABS 制御ができない、という問題点もあつた。

【0015】本発明は上記従来の問題点を解消するためになされたもので、車輪速度や車体速度の比較またはスリップ率の比較から車輪のロック状態を検出するのではなく、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を少數のパラメータにより高精度で推定し、該制動トルクの勾配に基づいて、走行路面の状態に係わらず、安定かつ快適にアンチロックブレーキ動作を行うことができるアンチロックブレーキ制御装置及び 4 輪の干渉等も考慮に入れたきめ細かな ABS 制御を行うことができるアンチロックブレーキ制御装置を提供することを目的とする。

【0016】また、本発明の他の目的は、スリップ速度に対する制動トルク又は駆動トルクの勾配を少數のパラ

メータにより高精度で推定することができるトルク勾配推定装置及び制動トルク勾配推定装置を提供することにある。

【 0 0 1 7 】

【課題を解決するための手段】

(本発明のアンチロックブレーキ制御装置の解決手段) 上記の目的を達成するために、請求項 1 の発明は、所定のサンプル時間毎に車輪速度を検出する車輪速検出手段と、前記車輪速検出手段により検出された車輪速度の時系列データに基づいて、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定するトルク勾配推定手段と、前記トルク勾配推定手段により推定された制動トルクの勾配が基準値を含む所定範囲の値となるように車輪に作用するブレーキ力を制御する制御手段と、を含んで構成したものである。

【 0 0 1 8 】 請求項 2 の発明は、請求項 1 の前記トルク勾配推定手段が、検出された車輪速度の時系列データに基づいて、車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量を演算する第 1 の演算手段と、前記第 1 の演算手段により演算された車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量に基づいて、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴を表す物理量を演算し、該物理量から制動トルクの勾配を推定する第 2 の演算手段と、を備えたことを特徴とする。

【 0 0 1 9 】 請求項 3 の発明は、請求項 2 の前記第 2 の演算手段が、制動トルク及びブレーキトルクが作用した場合の車輪の運動状態を、前記制動トルクがスリップ速度に対し制動トルクの勾配に応じて一次関数的に変化する勾配モデルにより近似すると共に、近似された前記運

動状態を、同定すべきパラメータであるスリップ速度に対する制動トルクの勾配、車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の関係に予め変換しておき、前記第 1 の演算手段により演算された車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量を前記関係に順次当てはめた各データに対し、オンラインのシステム同定手法を適用することにより、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定することを特徴とする。

【 0 0 2 0 】 請求項 4 の発明は、請求項 2 の前記第 1 の演算手段が、車輪番号 i の車輪においてサンプル時刻 k ($k = 1, 2, \dots$) で検出された車輪速度の時系列データを $\omega_{i, [k]}$ 、前記サンプル時間を τ 、車輪慣性を J としたとき、車輪速度の変化に関する物理量として、

【 0 0 2 1 】

【数 5】

$$\phi_{i, [k]} = \left[\tau \{ \omega_{i, [k-1]} - \omega_{i, [k-2]} \} / J \right]$$

20

1

【 0 0 2 2 】 を演算し、車輪速度の変化の変化に関する物理量として、

$$y_{i, [k]} = -\omega_{i, [k]} + 2\omega_{i, [k-1]} - \omega_{i, [k-2]}$$

を演算すると共に、前記第 2 の演算手段が、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴を表す物理量 $\theta_{i, [k]}$ を、忘却係数を入、行列の転置を "T" として、

【 0 0 2 3 】

30 【数 6】

$$\theta_{i, [k]} = \theta_{i, [k-1]} + L_{i, [k]} (y_{i, [k]} - \phi_{i, [k]}^T \cdot \theta_{i, [k-1]})$$

$$P_{i, [k-1]} \phi_{i, [k]}$$

$$L_{i, [k]} = \frac{P_{i, [k-1]} \phi_{i, [k]}^T P_{i, [k-1]} \phi_{i, [k]}}{\lambda + \phi_{i, [k]}^T P_{i, [k-1]} \phi_{i, [k]}}$$

$$P_{i, [k]} = \frac{1}{\lambda} \left[P_{i, [k-1]} - \frac{P_{i, [k-1]} \phi_{i, [k]}^T P_{i, [k-1]}}{\lambda + \phi_{i, [k]}^T P_{i, [k-1]} \phi_{i, [k]}} \right]$$

【 0 0 2 4 】 という漸化式から推定し、推定値 $\theta_{i, [k]}$ の行列の第一要素をスリップ速度に対する制動トルクの勾配として求めることを特徴とする。

【 0 0 2 5 】 なお、 \wedge 付の $\theta_{i, [k]}$ は、行列 $\theta_{i, [k]}$ における第一要素 (行列の第 1 成分) 及び第二要素 (行列の第 2 成分) の推定値を各要素とする行列を意味する。

【 0 0 2 6 】 請求項 5 の発明は、所定のサンプル時間毎に検出された車輪減速度の時系列データ、及び所定のサンプル時間毎に検出されたブレーキトルク又は該ブレーキトルクに関連した物理量の時系列データに基づいて、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定するトルク勾配推定手段と、前記トルク勾配推定手段により推定

50

された制動トルクの勾配が基準値を含む所定範囲の値となるように車輪に作用するブレーキ力を制御する制御手段と、を有するアンチロックブレーキ制御装置において、前記トルク勾配推定手段が、制動トルク及びブレーキトルクが作用した場合の車輪の運動状態を、前記制動トルクがスリップ速度に対し制動トルクの勾配に応じて一次関数的に変化する勾配モデルにより近似すると共に、近似された前記運動状態を、同定すべきパラメータであるスリップ速度に対する制動トルクの勾配、それぞれブレーキトルクと車輪減速度とにより表わされた制動トルクの変化に関する物理量及びスリップ速度の変化に関する物理量の間の関係に予め変換しておき、検出された車輪減速度の時系列データ及び検出されたブレーキトルク又は該ブレーキトルクに関連した物理量の時系列データを前記関係に順次当てはめた各データに対し、オンラインのシステム同定手法を適用することにより、スリ

$$f = -J (y[j+1] - y[j]) + T_{\phi} [j+1] - T_{\phi} [j]$$

$$\phi = \tau \cdot A \cdot y[j] + \frac{1}{J} (1 - A) T_{\phi} [j]$$

【0029】により表し、近似された前記運動状態を、同定すべきパラメータである各車輪毎の制動トルクの勾配を対角成分に持ち非対角成分は0である行列をKとして、

$$K \cdot \phi = f$$

の関係式に予め変換しておき、検出された車輪減速度の時系列データ $y_{\phi} [j]$ ($j = 1, 2, 3, \dots$) 及び検出されたブレーキトルクの時系列データ $T_{\phi} [j]$ ($j = 1, 2, 3, \dots$) を前記関係式に順次当てはめた各データに対し、オンラインのシステム同定手法を適用することにより、各車輪毎の制動トルクの勾配を推定することを特徴とする。

【0030】請求項7の発明は、請求項1乃至請求項6のいずれか1項の前記制御手段が、各車輪に発生した制動トルクが最大となるスリップ速度を各車輪の平衡点として、前記制動トルク及び前記平衡点の周りで作用するブレーキ力の操作量が各車輪に作用した場合の各車輪の運動状態と、各車輪に発生した制動トルクが車体全体へ作用した場合の車体の運動状態と、前記平衡点周りの各車輪のスリップ速度の擾乱に対する各車輪の制動トルクの非線形変動を、各車輪のスリップ速度の擾乱に対して第1の範囲内で変動する線形変動を表した第1のモデルと、前記平衡点周りの各車輪のスリップ速度の擾乱に対する各車輪の制動トルクの勾配の非線形変動を、各車輪のスリップ速度の擾乱に対して第2の範囲内で変動する線形変動を表した第2のモデルと、に基づいて、前記第1の範囲及び第2の範囲が所定の許容範囲内に収まり、かつ前記第2の範囲が所定の許容範囲以内に収まる

スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定することを特徴とする。

【0027】また、請求項6の発明は、請求項5の前記トルク勾配推定手段が、車輪番号iの車輪においてサンプル時刻jでの車輪減速度の時系列データを $y_{\phi} [j]$ 、ブレーキトルクの時系列データを $T_{\phi} [j]$ 、前記所定のサンプル時間を τ 、車輪慣性をJ、車輪半径をR₀、車両質量をMとし、各車輪のブレーキトルクの時系列データを各成分に持つベクトルを $T_{\phi} [j]$ 、各車輪の車輪減速度の時系列データを各成分に持つベクトルを $y_{\phi} [j]$ 、単位行列をI、対角成分が $(J/MR_0)^{1/2} + 1$ で非対角成分が J/MR_0 の行列をAとしたとき、制動トルクの変化に関する物理量f及びスリップ速度の変化に関する物理量 ϕ を、

【0028】

【数7】

10

$$f = -J (y_{\phi} [j+1] - y_{\phi} [j]) + T_{\phi} [j+1] - T_{\phi} [j]$$

ように設計された前記第2のモデルの制動トルクの勾配が前記トルク勾配推定手段が推定した制動トルクの勾配に一致するような前記各車輪のブレーキ力の操作量を演算し、演算された各車輪のブレーキ力の操作量に基づいて、各車輪に作用するブレーキ力を制御することを特徴とする。

30 (本発明のトルク勾配推定装置の解決手段) 請求項8の発明は、所定のサンプル時間毎に車輪速度を検出する車輪速検出手段と、前記車輪速検出手段により検出された車輪速度の時系列データに基づいて、スリップ速度に対する制動トルク又は駆動トルクの勾配を推定するトルク勾配推定手段と、前記トルク勾配推定手段により推定された制動トルク又は駆動トルクの勾配の推定値を出力する出力手段と、を含んで構成したものである。

【0031】請求項9の発明は、請求項8の前記トルク勾配推定手段が、検出された車輪速度の時系列データに基づいて、車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量を演算する第1の演算手段と、前記第1の演算手段により演算された車輪速度の変化に関する物理量及び車輪速度の変化の変化に関する物理量に基づいて、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴を表す物理量を演算し、該物理量から制動トルク又は駆動トルクの勾配を推定する第2の演算手段と、を備えたことを特徴とする。

50 (本発明の制動トルク勾配推定装置の解決手段) 請求項10の発明は、所定のサンプル時間毎に検出された車輪減速度の時系列データ、及び所定のサンプル時間毎に検

出されたブレーキトルク又は該ブレーキトルクに関連した物理量の時系列データに基づいて、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定するトルク勾配推定手段と、前記トルク勾配推定手段により推定された制動トルクの勾配の推定値を出力する出力手段と、を有する制動トルク勾配推定装置において、前記トルク勾配推定手段が、制動トルク及びブレーキトルクが作用した場合の車輪の運動状態を、前記制動トルクがスリップ速度に対し制動トルクの勾配に応じて一次関数的に変化する勾配モデルにより近似すると共に、近似された前記運動状態を、同定すべきパラメータであるスリップ速度に対する制動トルクの勾配、それぞれブレーキトルクと車輪減速度とにより表わされた制動トルクの変化に関する物理量及びスリップ速度の変化に関する物理量の間の関係に予め変換しておき、検出された車輪減速度の時系列データ及び検出されたブレーキトルク又は該ブレーキトルクに関連した物理量の時系列データを前記関係に順次当ては

$$f = -J (y[j+1] - y[j]) + T_b[j+1] - T_b[j]$$

$$\phi = \tau \cdot A \cdot y[j] + \frac{\tau}{J} (I - A) T_b[j]$$

【0034】により表し、近似された前記運動状態を、同定すべきパラメータである各車輪毎の制動トルクの勾配を対角成分に持ち非対角成分は0である行列をKとして、

$$K \cdot \phi = f$$

の関係式に予め変換しておき、検出された車輪減速度の時系列データ $y_i[j]$ ($j = 1, 2, 3, \dots$) 及び検出されたブレーキトルクの時系列データ $T_b[i][j]$ ($j = 1, 2, 3, \dots$) を前記関係式に順次当てはめた各データに対し、オンラインのシステム同定手法を適用することにより、各車輪毎の制動トルクの勾配を推定することを特徴とする。

【0035】請求項12の発明は、車体と車輪と路面とから構成される振動系の共振周波数でブレーキ力を微小励振する微小励振手段と、前記微小励振手段によりブレーキ力を微小励振した場合のブレーキ力の微小振幅に対する車輪速度の共振周波数成分の微小振幅の比である微小ゲインを演算する微小ゲイン演算手段と、前記微小ゲイン演算手段により演算された微小ゲインに基づいて、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定するトルク勾配推定手段と、前記トルク勾配推定手段により推定された制動トルクの勾配の推定値を出力する出力手段と、を含んで構成したものである。

(請求項1～請求項7のアンチロックブレーキ制御の原理) ブレーキ力は、路面と接するタイヤのトレッドの表面を介して路面に作用するが、実際には、このブレーキ力は路面と車輪との間の摩擦力を媒介として路面からの

めた各データに対し、オンラインのシステム同定手法を適用することにより、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を推定することを特徴とする。

【0032】また、請求項11の発明は、請求項10の前記トルク勾配推定手段が、車輪番号iの車輪においてサンプル時刻jでの車輪減速度の時系列データを $y_i[j]$ 、ブレーキトルクの時系列データを $T_b[j]$ 、前記所定のサンプル時間を τ 、車輪慣性をJ、車輪半径をR、車両質量をMとし、各車輪のブレーキトルクの時系列データを各成分に持つベクトルを T_b 、各車輪の車輪減速度の時系列データを各成分に持つベクトルを y_i 、単位行列をI、対角成分が $\{(J/MR, 1) + 1\}$ で非対角成分が $J/MR, 1$ の行列をAとしたとき、制動トルクの変化に関する物理量f及びスリップ速度の変化に関する物理量 ϕ を、

【0033】

【数8】

$$f = -J (y_i[j+1] - y_i[j]) + T_b[j+1] - T_b[j]$$

反力(制動トルク)として車体に作用する。車体がある速度で走行している時、ブレーキ力をかけていくと車輪と路面との間にスリップが生じるが、このときに路面からの反力として作用する制動トルクは、次式で表されるスリップ速度 ω_s (角速度換算)に対して図5のように変化する。

30 【0036】 $\omega_s = \omega_i - \omega_r$

ただし、 ω_i は車体速度(等価的に角速度で表現したもの)、 ω_r は第i輪(iは車輪番号、 $i = 1, 2, 3, \dots$)の角速度に換算した車輪速度である。

【0037】図5に示すように、制動トルクは、最初はスリップ速度の増大と共に増加し、スリップ速度 ω_s 時に最大値 f_{max} に達し、 ω_s より大きいスリップ速度ではスリップ速度の増大と共に減少する。なお、スリップ速度 ω_s は車輪と路面との間の摩擦係数が最大値(ピーク μ ；図17のピーク μ に相当)の時のスリップ速度に相当する。

【0038】従って、図5から明らかなように、スリップ速度に対する制動トルクの勾配(以下「制動トルク勾配」という)は、 $\omega_s < \omega_r$ で正(> 0)、 $\omega_s = \omega_r$ で0、 $\omega_s > \omega_r$ で負(< 0)となる。すなわち、制動トルク勾配が正の時は車輪が路面にグリップしている状態、制動トルク勾配が0の時はピーク μ の状態、制動トルク勾配が負の時は車輪がロックに至る状態、というように制動トルク勾配に応じて車輪運動の動特性が変化する。

50 【0039】請求項1～請求項4の発明では、車体速度

を推定せず、車輪速度の時系列データのみから現時点の制動トルク勾配を推定し、推定した制動トルク勾配が基準値を含む所定範囲の値となるように車輪に作用するブレーキ力を制御する。

【0040】また、請求項5及び請求項6の発明では、車体速度を推定せず、車輪減速度の時系列データとブレーキトルクの時系列データとから現時点の制動トルク勾配を推定し、推定した制動トルク勾配が基準値を含む所定範囲の値となるように車輪に作用するブレーキ力を制御する。なお、ブレーキトルクの代わりにこれに関連した物理量、例えばホイールシリンダ圧などを用いることもできる。

【0041】よって、本発明では、基準値を含む所定範囲の制動トルク勾配に対応した車輪運動の状態を保持できる。また、基準値をピークμに対応する0近傍に設定

$$J\omega_i = R_e F_i' (v/R_e - \omega_i) - T_b, \quad (1)$$

$$Mv = - \sum_{j=1}^J F_j' (v/R_e - \omega_j) \quad (2)$$

【0043】ただし、 F_i' は、第*i*輪に発生した制動力、 T_b は踏力に対応して第*i*輪に加えられたブレーキトルク、 M は車両質量、 R_e は車輪の有効半径、 J は車輪慣性、 v は車体速度である（図11参照）。なお、 \cdot は時間に関する微分を示す。（1）式、（2）式において、 F_i' はスリップ速度 $(v/R_e - \omega_i)$ の関数として

$$v = R_e \omega_i$$

$$R_e F_i' (\omega_i - \omega_i) = k_i \times (\omega_i - \omega_i) + T_b \quad (3)$$

さらに、（3）、（4）式を（1）、（2）式へ代入し、車輪速度 ω_i 及び車体速度 v をサンプル時間 τ 毎に離散化された時系列データ $\omega_i[k]$ 、 $\omega_i[k]$ （ k はサンプル時間 τ を単位とするサンプル時刻、 $k=1, 2, \dots$ ）として

すれば、車両の走行する路面状態によりピークμとなるスリップ速度が変化したとしても、ピークμで制動トルク勾配が0近傍となることは変わらないので、制動トルク勾配を0近傍にするように制御すれば完全にピークμ追従が可能となる。また、車体速度推定部が不要となるのでブレーキ力の増減を繰り返す必要がなく安定な走行が可能となる。

（請求項1～請求項4、請求項8及び請求項9の発明の制動トルク又は駆動トルクの勾配の推定原理）各車輪の車輪運動及び車体運動は次式の運動方程式によって記述される。なお、以下では、車輪数を4輪と仮定するが、本発明は、これに限定されるものではない。

【0042】

【数9】

示されている。

【0044】ここで、車体速度を等価的な車体の角速度 ω で表すと共に、制動トルク $R_e F_i'$ をスリップ速度の1次関数（傾き k_i 、y切片 T_b ）として記述する。

【0045】

（3）

（4）

表すと次式を得る。

【0046】

【数10】

$$\omega_v [k] - \omega_v [k-1]$$

$$J \frac{\tau}{\tau}$$

$$= k_v (\omega_v [k-1] - \omega_v [k-1]) + T_v - T_{bv} \quad (5)$$

$$\omega_v [k] - \omega_v [k-1]$$

$$R_c^2 M \frac{\tau}{\tau}$$

$$= - \sum_{j=1}^4 k_j \cdot \omega_v [k-1] + \sum_{j=1}^4 (k_j \omega_v [k-1]) - \sum_{j=1}^4 T_j \quad (6)$$

【0047】ここで、(5)、(6)式を連立し、車体の等価角速度 ω_v を消去すると、

【0048】

【数11】

$$\omega_v [k] = (2 - \frac{k_v}{J} - \frac{\sum k_j}{R_c^2 M}) \omega_v [k-1]$$

$$+ (1 - \frac{\sum k_j}{R_c^2 M}) (1 - \frac{k_v}{J}) \omega_v [k-2]$$

$$- k_v \frac{\tau^2}{J R_c^2 M} \sum_{j=1}^4 (k_j \omega_v [k-2])$$

$$= - k_v \frac{\tau^2}{J R_c^2 M} \sum_{j=1}^4 T_j + \frac{\tau^2}{J R_c^2 M} \sum_{j=1}^4 k_j (T_v - T_{bv}) \quad (7)$$

【0049】を得る。ところで、スリップ速度 3 rad/s = 50 という条件下で $R_c M g / 4$ (g は重力加速度) の最大

制動トルクの発生を仮定すると、

【0050】

【数12】

$$R_c Mg / 4$$

$$\max(k_i) = \frac{3}{\tau}$$

$$\max\left(\frac{1}{R_c^2 M} \sum_{j=1}^{\tau} k_j\right) \approx 0.054 \ll 1$$

【0053】となり、(7)式は次式のように近似するこ
とができる。

$$k_i = \frac{1}{\tau} \left\{ \omega_i[k-1] - \omega_i[k-2] \right\} + f_i$$

$$= -\omega_i[k] + 2\omega_i[k-1] - \omega_i[k-2] \quad (8)$$

ただし、

$$f_i = k_i - \frac{1}{J R_c^2 M} \sum_{j=1}^{\tau} k_j (T_j - T_{j-1})$$

【0055】である。このように整理することにより、(8)式は未知係数 k_i 、 f_i に関し、線形の形で記述することができる。また、(8)式にオンラインのパラメータ同定手法を適用することにより、スリップ速度に対する制動トルク勾配 k_i を推定することができる。

【0056】なお、制動トルクが作用している場合だけでなく、駆動トルクが作用している場合においても、同様に(8)式にオンラインのシステム同定手法を適用することにより、スリップ速度に対する駆動トルクの勾配(以下、「駆動トルク勾配」という)を求めることがで

【0051】を得る。ここで、具体的な定数として、 $\tau = 0.005$ (sec)、 $R_c = 0.3$ (m)、 $M = 1000$ (kg)を考慮すると、 $\max(k_i) = 245$ となる。従って、

【0052】

【数13】

【0054】

【数14】

きる。

【0057】例えば、以下のステップ1と、オンラインのシステム同定手法の一手法である最小自乗法に基づいて導出された以下のステップ2と、を繰り返すことにより、検出された車輪速度の時系列データ $\omega_i[k]$ から制動トルク勾配又は駆動トルク勾配を推定することができる。

40 【0058】

【数15】

21

22

ステップ1:

$$\phi_{\perp}[k] = \begin{bmatrix} \tau \{ \omega_{\perp}[k-1] - \omega_{\perp}[k-2] \} / J \\ \vdots \\ 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$y_{\perp}[k] = -\omega_{\perp}[k] + 2\omega_{\perp}[k-1] - \omega_{\perp}[k-2] \quad (10)$$

【0059】とおく。なお、(9)式の行列 $\phi_{\perp}[k]$ の第1要素は、1サンプル時間での車輪速度の変化に関する物理量であり、(10)式は、1サンプル時間の車輪速度の変化の1サンプル時間での変化に関する物理量である。

これは、(8)式が車輪(減速度)運動の運動方程式となっていることを表しており、制動トルク勾配は車輪減速

ステップ2:

度の動特性を表現する特性根と比例していることがわかる。すなわち、制動トルク勾配の同定は、車輪(減速度)運動の特性根を同定することと解釈することもできる。

【0060】

【数16】

$$\theta_{\perp}[k] = \theta_{\perp}[k-1] + L_{\perp}[k](y_{\perp}[k] - \phi_{\perp}[k]^T \cdot \theta_{\perp}[k-1]) \quad (11)$$

$$P_{\perp}[k-1] \phi_{\perp}[k]$$

$$L_{\perp}[k] = \frac{\lambda + \phi_{\perp}[k]^T P_{\perp}[k-1] \phi_{\perp}[k]}{\lambda + \phi_{\perp}[k]^T P_{\perp}[k-1] \phi_{\perp}[k]}$$

$$P_{\perp}[k] = \frac{1}{\lambda} \left[P_{\perp}[k-1] \phi_{\perp}[k] \phi_{\perp}[k]^T P_{\perp}[k-1] - \frac{P_{\perp}[k-1] - \lambda + \phi_{\perp}[k]^T P_{\perp}[k-1] \phi_{\perp}[k]}{\lambda + \phi_{\perp}[k]^T P_{\perp}[k-1] \phi_{\perp}[k]} \right]$$

【0061】

という漸化式から θ_{\perp} を演算し、 θ_{\perp} の行列の第一要素を推定された制動トルク

の勾配として抽出する。ただし、入は過去のデータを取り除く度合いを示す忘却係数(例えば $\lambda = 0.98$)であり、"'"は行列の転置を示す。

【0062】なお、(11)式の左辺の θ_{\perp} は、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化に関する物理量の履歴を表す物理量である。

(請求項5、請求項6、請求項10及び請求項11の制動トルク勾配の推定原理) (1)、(2)式を、制動トルク F_{\perp} (= $F_{\perp} \cdot R_{\perp}$)、角速度換算の車速 ω_{\perp} (= v / R_{\perp})を用いて表すと、

【0063】

【数17】

$$J \omega_i = F_i (\omega_v - \omega_i) - T_{bi} \quad (12)$$

$$MR_c^2 \omega_v = - \sum_{j=1}^J F_j (\omega_v - \omega_i) \quad (13)$$

【0064】となる。さらに、(12)式より、第*i*輪の車

輪減速度 y_i ($= -d\omega_i/dt$) は、

【0065】

10 【数18】

$$y_i = - \frac{1}{J} F_i (\omega_v - \omega_i) + \frac{1}{J} T_{bi} \quad (14)$$

【0066】と表される。ここで、第*i*輪のスリップ速度 $(\omega_v - \omega_i)$ を x_i に置き換えて、(12)~(14)式を整理すると、

$$x_i = - \frac{1}{MR_c^2 \sum_{j=1}^J} \sum_{j=1}^J F_j (x_i) - \frac{1}{J} F_i (x_i) + \frac{1}{J} T_{bi} \quad (15)$$

$$y_i = - \frac{1}{J} F_i (x_i) + \frac{1}{J} T_{bi} \quad (16)$$

【0068】となる。ここで、第*i*輪の制動トルク F_i は、スリップ速度の非線形関数(図5参照)であると仮定し、あるスリップ速度 x_i 、近傍の制動トルク $F(x_i)$ を次式のように直線で近似する。すなわち、制

$$F_i (x_i) = k_i x_i + \mu_i$$

ここで、第*i*輪 ($i=1, 2, 3, 4$)に関し、スリップ速度の時系列データを $x_i[j]$ 、ブレーキトルクの時系列データを $T_{bi}[j]$ 、車輪減速度の時系列データを $y_i[j]$ とする ($j=0, 1, 2, \dots$)。但し、各時系列データは、所定のサンプリング時間 τ 毎にサンプリングされたものとする。

30 動トルク $F(x_i)$ がスリップ速度 x_i に対して制動トルク勾配 k_i に応じて一次関数的に変化する勾配モデルを適用する。

【0069】

(17)

【0070】(17)式を(15)、(16)式に代入し、得られた式をサンプリング時間 τ 毎の上記時系列データを用いて離散化すると、

【0071】

【数20】

25

$$\frac{x[j+1] - x[j]}{\tau} = -\frac{1}{J} A(Kx[j] + \mu) + \frac{1}{J} T_b[j] \quad (18)$$

$$y[j] = -\frac{1}{J} (Kx[j] + \mu) + \frac{1}{J} T_b[j] \quad (19)$$

ただし、

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_4 \end{bmatrix}, \quad \mu = \begin{bmatrix} \mu_1 \\ \mu_2 \\ \mu_3 \\ \mu_4 \end{bmatrix}, \quad x[j] = \begin{bmatrix} x_1[j] \\ x_2[j] \\ x_3[j] \\ x_4[j] \end{bmatrix}, \quad y[j] = \begin{bmatrix} y_1[j] \\ y_2[j] \\ y_3[j] \\ y_4[j] \end{bmatrix}, \quad T_b[j] = \begin{bmatrix} T_{b1}[j] \\ T_{b2}[j] \\ T_{b3}[j] \\ T_{b4}[j] \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{J}{MR_c^2} + 1 & \frac{J}{MR_c^2} & \frac{J}{MR_c^2} & \frac{J}{MR_c^2} \\ \frac{J}{MR_c^2} & \frac{J}{MR_c^2} + 1 & \frac{J}{MR_c^2} & \frac{J}{MR_c^2} \\ \frac{J}{MR_c^2} & \frac{J}{MR_c^2} & \frac{J}{MR_c^2} + 1 & \frac{J}{MR_c^2} \\ \frac{J}{MR_c^2} & \frac{J}{MR_c^2} & \frac{J}{MR_c^2} & \frac{J}{MR_c^2} + 1 \end{bmatrix}$$

【0072】となる。すなわち、 $x[j]$ 、 $y[j]$ 、 $T_b[j]$ は、各車輪についてのスリップ速度、車輪減速度、ブレーキトルクをそれぞれ各成分に持つベクトルである。

【0073】ところで、(19)式より、1サンプル後の車輪減速度 $y[j+1]$ は、

【0074】

【数21】

$$y[j+1] = -\frac{1}{J} (Kx[j+1] + \mu) + \frac{1}{J} T_b[j+1] \quad (20)$$

【0075】となる。(19)、(20)式より、

$$K \cdot (x[j+1] - x[j]) = -J (y[j+1] - y[j]) + T_b[j+1] - T_b[j] \quad (21)$$

が得られる。

【0076】(21)式において、

$$\phi = x[j+1] - x[j] \quad (22)$$

$$f = -J (y[j+1] - y[j]) + T_b[j+1] - T_b[j] \quad (23)$$

と置くと、

$$K \cdot \phi = f \quad (24)$$

となる。

【0077】ここで、 ϕ の意味を考えると、隣接するサンプル間のスリップ速度の差、すなわち、スリップ速度の変化に関する物理量を示していることがわかる。

τ

40 【0078】(18)、(19)式を連立させて $(Kx[j] + \mu)$ の項を消去して整理すると、(22)式より、

【0079】

【数22】

$$\phi = \tau A y[j] + \frac{1}{J} (1 - A) T_b[j] \quad (25)$$

【0080】が得られる。また、制動トルクの時系列データを $F[j]$ （第*i*輪の制動トルクの時系列データ F ）として、(14)式を離散化して整理すると、

【 j 】を成分に持つベクトルとして、(14)式を離散化して整理すると、

50

27

$$F[j] = -J y[j] + T_i[j]$$

が得られる。

$$f = F[j+1] - F[j]$$

となる。

【0082】(27)式より、 f は、隣接するサンプル間の制動トルクの差、すなわち、制動トルクの変化に関する物理量を示していることがわかる。

【0083】以上より、(12)～(14)式で示された車輪の運動状態を、(17)式の勾配モデルで(18)、(19)式のように近似すると共に、この近似された運動状態を、(24)式の関係に変換できることが示された。すなわち、車輪の運動状態は、同定すべきパラメータであるスリップ速度に対する制動トルクの勾配、それぞれブレーキトルクと

$$k_i \cdot \phi_i = f_i$$

となる。ただし、(24)式の f と ϕ とを

$$f = [f_1 \ f_2 \ f_3 \ f_4]^T$$

$$\phi = [\phi_1 \ \phi_2 \ \phi_3 \ \phi_4]^T$$

とした。

【0086】本発明では、第*i*輪の車輪減速度の時系列データ $y_i[j]$ 及び第*i*輪のブレーキトルクの時系列データ $T_{bi}[j]$ に基づいて第*i*輪の f_i 、 ϕ_i を(23)、(25)式より演算し、演算された f_i 、 ϕ_i を(28)式に代入することにより得られた各データに、オンラインのシステム同定手法を適用することにより第*i*輪の制動トルク勾配 k_i を推定演算することができる。

(請求項7の発明のABS制御の原理)請求項1～請求項6の発明では、上記のように推定されたスリップ速度に対する制動トルク勾配がある基準値(完全にピーク μ 追従をさせる場合は0)に追従するようABS制御を行う。制御トルク勾配をフィードバック制御する制御系は、PID制御等により各車輪ごとに設計してもよいが、現代制御理論の適用により4輪の統合系としてシステムティックに設計することも可能である。この場合、

$$J \omega_i = F_i (\omega_v - \omega_i) - T_{bi} + u_{bi}$$

28

【0081】そして、(23)式に、(26)式を適用すると、

(27)

車輪減速度とにより(23)、(25)式で表わされた制動トルクの変化に関する物理量及びスリップ速度の変化に関する物理量の間の関係に帰着できる。

【0084】これによって、同定パラメータを1つとすることができる、同定パラメータ数を3つとする上記従来技術に比べて大幅に演算精度が向上し、また演算時間も短縮できる。

【0085】ここで、(24)式を、第*i*輪について示すと、

(28)

4輪の干渉等も設計に考慮されるためよりきめ細かい制御が実現できる。

【0087】ところで、ABS制御系はタイヤの特性の強い非線形特性を有するシステムであり、単純に現代制御理論を適用することはできない。そこで、請求項6の発明では、この非線形特性は見かけ上等価的なブラント変動としてみなすことができる点に着眼し、このブラント変動を許容するような制御系設計を現代制御理論の一つであるロバスト制御理論の適用により達成し、4輪の干渉等も設計に考慮したきめ細かな制御系設計を行った。以下に制御系設計の詳細を記す。

【0088】ブレーキペダルを車輪ロック直前まで踏み込んだときの踏力に対応したブレーキトルク T_{bi} が車輪に作用すると共に、この状態で車輪がロック状態に陥らずにピーク μ 追従を行うようにブレーキトルク(操作量) u_{bi} が作用した場合の各車輪の車輪運動および車体運動は、(12)、(13)式より次のように記述される。

【0089】

【数23】

(29)

$$M R_c^2 \omega_v = - \sum_{j=1}^4 F_j (\omega_v - \omega_j)$$

(30)

$$k_i = G_i (\omega_v - \omega_i)$$

(31)

【0090】ただし、(31)式は各車輪の制動トルク勾配 k_i は、スリップ速度の関数であることを示す出力方程式である。

【0091】ところで、 F_i 、 G_i は図6(a)、図6(b)に各々示すように ω_0 でそれぞれピークおよび0

となるスリップ速度の非線形関数であり、これらは実線によって示した直線20、23と所定範囲以内の変動という形式によって表すことができる。ここで、スリップ速度の ω_0 からの擾乱を x_i とすると

$$F_1 = (f_1 + W_{11} \Delta_{11}) x_1 + f_{10},$$

$$G_1 = (g_1 + W_{11} \Delta_{11}) x_1$$

と表すことができる。

【0092】ここで、 f_1 は図6 (a) の直線20の傾き、 g_1 は図6 (b) の直線23の傾きを示す。また、 W_{11} 、 W_{11} は変動を基準化するための重み係数であり、図6 (a) の破線21、破線22及び図6 (b) の破線24、25は非線形変動の上下限を各々表しており、 Δ_{11} 、 Δ_{11} を±1とすることに対応している。

【0093】すなわち、(32)式は平衡点 ω 、周りの擾乱 x_1 に対する各車輪の制動トルクの非線形変動を、図6 (a) の直線20を含む破線21から破線22の範囲以

内に変動で表した線形モデルである。また、(33)式は平衡点 ω 、周りの擾乱 x_1 に対する各車輪の制動トルク勾配の非線形変動を、図6 (b) の直線23を含む破線24から破線25の範囲以内の変動で表した線形モデルである。

【0094】さらに、(32)、(33)式を(29)、(30)、(31)式に代入し、平衡点(ω_0)周りの状態方程式として記述すると、次式を得る。

【0095】

【数24】

$$x = Ax + B_1 \Delta C_1 x + B_2 u$$

$$y = C_2 x + D_2 \Delta C_1 x$$

ただし、

$$A = \frac{1}{MR_c^2} \begin{bmatrix} f_1 & f_2 & f_3 & f_4 \\ f_1 & f_2 & f_3 & f_4 \\ f_1 & f_2 & f_3 & f_4 \\ f_1 & f_2 & f_3 & f_4 \end{bmatrix} - \frac{1}{J} \begin{bmatrix} f_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & f_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & f_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & f_4 \end{bmatrix},$$

$$B_1 = \frac{1}{MR_c^2} \begin{bmatrix} W_{r1} & W_{r2} & W_{r3} & W_{r4} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ W_{r1} & W_{r2} & W_{r3} & W_{r4} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ W_{r1} & W_{r2} & W_{r3} & W_{r4} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ W_{r1} & W_{r2} & W_{r3} & W_{r4} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} - \frac{1}{J} \begin{bmatrix} W_{r1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W_{r2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W_{r3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & W_{r4} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_2 = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$C_2 = \begin{bmatrix} g_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & g_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & g_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & g_4 \end{bmatrix}, \quad D_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & W_{s1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & W_{s2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & W_{s3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & W_{s4} \end{bmatrix}.$$

【0096】また、

【0097】

$$\Delta = \begin{bmatrix} \Delta_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \Delta_{21} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Delta_{31} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Delta_{41} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \Delta_{12} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \Delta_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \Delta_{32} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \Delta_{42} \end{bmatrix} \quad (36)$$

$$x = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T, \quad y = [k_1 \ k_2 \ k_3 \ k_4]^T, \quad (37)$$

$$u = [u_1 \ u_2 \ u_3 \ u_4]^T$$

【0098】である。ここで、 x は ω 、周りの各車輪のスリップ速度擾乱、 y は ω 、周りの各車輪の制動トルク勾配、 u は ω 、周りの各車輪の操作量((29)式の u_{ij} に相当)を表している。

【0099】ここで、(36)式の構造をもつ任意の Δ ($-1 \leq \Delta_{ij}, \Delta_{ii} \leq 1$)を許容する制御系設計を行うことにより、4輪の干渉を考慮に入れたABS制御系の設計ができる。この設計は、ロバスト制御の一手法である μ

$$x_c = A_c x_c + B_c y \quad (38)$$

$$u = C_c x_c + D_c y \quad (39)$$

【0102】ただし、 x_c はコントローラの状態、 A_c, B_c, C_c, D_c は設計されたコントローラの係数行列、 y は設計された制御系の制動トルク勾配を表している。そして、(39)式の x_c にコントローラの状態値を、同式の y に推定された制動トルク勾配の値を代入することによりABS制御の操作量 u を得る。

(請求項12の発明の原理) 重量 W の車体を備えた車両が車体速度 ω で走行している時の車輪での振動現象、すなわち車体と車輪と路面とによって構成される振動系の振動現象を、車輪回転軸で等価的にモデル化した図12に示すモデルを参照して考察する。

【0103】図12のモデルにおいて、ブレーキ力は、路面と接するタイヤのトレッド115の表面を介して路面に作用するが、このブレーキ力は実際には路面からの反作用(制動力)として車体に作用するため、車体重量の回転軸換算の等価モデル117はタイヤのトレッドと

【数25】

設計法の適用により容易に行うことが可能である。

【0100】すなわち、(36)式の構造を持つ任意の Δ ($-1 \leq \Delta_{ij}, \Delta_{ii} \leq 1$)を許容する制御系をいわゆる μ 設計法を用いて設計することにより、以下のコントローラを導出する。

【0101】

【数26】

30 路面との間の摩擦要素116(路面 μ)を介して車輪113と反対側に連結したものとなる。これは、シャーシダイナモ装置のように、車輪下の大きな慣性、すなわち車輪と反対側の質量で車体の重量を模擬することができる」と同様である。

【0104】図12でタイヤリムを含んだ車輪113の慣性を J_c 、リムとトレッド115との間のばね要素114のばね定数を K 、車輪半径を R 、トレッド115の慣性を J_t 、トレッド115と路面との間の摩擦要素116の摩擦係数を μ 、車体の重量 W 、回転軸換算の等価モデル117の慣性を J_r とすると、ホイールシリングダ圧により生じるブレーキトルク T_r から車輪速 ω までの伝達特性は、車輪運動の方程式より、

【0105】

【数27】

$$\omega_w = \frac{\mu_0 J_v K R W_v s - \{J_t J_v s^3 + \alpha (J_t + J_v) R^2 W_v s^2 + J_v K s + \alpha K R^2 W_v\} T_b'}{s \{J_w J_t J_v s^3 + \alpha J_w (J_t + J_v) R^2 W_v s^2 + (J_w + J_t) J_v K s + \alpha (J_w + J_t + J_v) K R^2 W_v\}}$$

【0106】となる。なお、 s はラプラス変換の演算子である。タイヤが路面にグリップしている時は、トレッド115と車体等価モデル117とが直結されているとすると、車体等価モデル117とトレッド115との

$$\omega_\infty = \sqrt{(J_t + J_v + J_w) K / J_w (J_t + J_v)} / 2\pi \quad (41)$$

となる。この状態は図17では、ピーク μ 近傍に移行する前の領域A1に対応する。

【0107】逆に、タイヤの摩擦係数 μ がピーク μ に近づく場合には、タイヤ表面の摩擦係数 μ がスリップ率に對して変化し難くなり、トレッド115の慣性の振動に伴う成分は車体等価モデル117に影響しなくなる。つ

$$\omega_\infty' = \sqrt{(J_t + J_v) K / J_w (J_t + J_v)} / 2\pi \quad (42)$$

となる。この状態は、図17では、ピーク μ 近傍の領域A2に対応する。

【0108】(41)と(42)式とを比較し、車体等価慣性 J_w が車輪慣性 J_w 、トレッド慣性 J_t より大きいと仮定すると、(42)式の場合の車輪共振系の共振周波数 ω_∞' は(41)式よりも ω_∞ よりも高周波数側にシフトすることになる。従って、車輪共振系の共振周波数の変化を反映する物理量に基づいて、制動トルク特性の限界を判定することが可能となる。

【0109】そこで、本発明では、このような共振周波数の変化を反映する物理量として、以下のような微小ゲ

$$G_s = \omega_{ss} / P_s$$

のように演算する。なお、この微小ゲイン G_s を、ブレーキ圧 P_s に対する車輪速 ω_s の比 (ω_s / P_s) の共

$$G_s = ((\omega_s / P_s) + s) = j \omega_\infty \quad (44)$$

と表すこともできる。

【0112】この微小ゲイン G_s は、(44)式に示すように (ω_s / P_s) の共振周波数 ω_∞ の振動成分であるので、車輪運動が制動トルク特性の限界領域A2に至ったとき、共振周波数が ω_∞' にシフトするため急激に減少する。よって、微小ゲイン G_s が限界領域A2に移行したときの値として予め設定された基準ゲイン G_s^* と微小ゲイン G_s とを比較し、微小ゲイン G_s が基準ゲイン G_s^* 以下となったときを制動トルク特性の限界と判定することができる。

【0113】次に、微小ゲイン G_s が制動トルク勾配と等価な物理量であることを説明する。

【0114】図13に示すように、スリップ速度 $\Delta\omega$

$$\mu = \mu_s + \alpha R \Delta\omega$$

と近似できる。すなわち、微小振動によるスリップ速度の変化が小さいため、傾き αR の直線で近似できる。

【0117】ここで、タイヤと路面間の摩擦係数 μ によ

りの慣性と、車輪113の慣性とが共振する。すなわち、この振動系は、車輪と車体と路面とから構成された車輪共振系とみなすことができる。このときの車輪共振系の共振周波数 ω_∞ は、(40)式の伝達特性において、

つまり等価的にトレッド115と車体等価モデル117とが分離され、トレッド115と車輪113とが共振を起こすことになる。このときの車輪共振系は、車輪と路面とから構成されているとみなすことができ、その共振周波数 ω_∞' は、(41)式において、車体等価慣性 J_w を0とおいたものと等しくなる。すなわち、

$$G_s = \omega_{ss} / P_s \quad (42)$$

イン G_s を限界判定量として導入する。

【0110】まず、本発明の微小励振手段が、車輪と車体と路面とからなる振動系の共振周波数 ω_∞ ((41)式)でブレーキ力(ここでは、ブレーキ圧 P_s とする)を微小励振すると、車輪速度 ω_s も平均的な車輪速度の回りに共振周波数 ω_∞ で微小振動する。

【0111】ここで、本発明の限界判定手段は、このときのブレーキ圧 P_s の共振周波数 ω_∞ の微小振幅を P_s 、車輪速度の共振周波数 ω_∞ の微小振幅を ω_{ss} とした場合、微小ゲイン G_s を

$$G_s = \omega_{ss} / P_s \quad (43)$$

振周波数 ω_∞ の振動成分とみなし、

$$G_s = ((\omega_s / P_s) + s) = j \omega_\infty \quad (44)$$

と、車輪-路面間の摩擦係数 μ との間には、図17の関係と同様に、あるスリップ速度で摩擦係数 μ がピークをとる関数関係が成立することが知られている。なお、図13の摩擦特性は、図5の制動トルク特性に対応するものである。

【0115】ところで、微小励振手段によりブレーキ圧 P_s を微小励振すると、車輪速度が微小励振するので、スリップ率もあるスリップ率の回りで微小振動する。ここで、図13の特性を有する路面において、あるスリップ率の回りで微小振動したときの摩擦係数 μ のスリップ速度 $\Delta\omega$ に対する変化を考える。

【0116】このとき、路面の摩擦係数 μ は、

$$\mu = \mu_s + \alpha R \Delta\omega \quad (45)$$

り生じる制動トルク $T_s = \mu W R$ に(45)式を代入すると、

$$T_1 = \mu W R = \mu, W R + \alpha R^2 \Delta \omega W \quad (46)$$

となる。ここで、Wは輪荷重である。(46)式の両辺を $\Delta \omega$ で1階微分すると、

$$d T_1$$

$$\frac{d T_1}{d \Delta \omega} = \alpha R^2 W \quad (47)$$

【0119】を得る。よって、(47)式により、制動トルク勾配($d T_1 / d \Delta \omega$)が、 $\alpha R^2 W$ に等しいことが示された。

【0120】一方、ブレーキトルク T_1' がブレーキ圧 P_1 と比例関係にあることから、微小ゲイン G_d は、ブレーキトルク T_1' に対する車輪速度 ω の比(ω / T_1')

$$\begin{aligned} G_d &= \frac{\omega}{P_1} \Big|_{s=j\omega_\infty} \propto \frac{\omega}{T_1'} \Big|_{s=j\omega_\infty} \\ &= \frac{j J_v (J_B J_t - J_v J_w) K \sqrt{J_A J_B J_w K} + \alpha J_B^3 J_w K R^2 W}{J_A J_v^2 J_w^2 K^2} \\ &= jA + \alpha B \quad (j \text{は虚数単位}) \end{aligned} \quad (48)$$

ただし、

$$J_A = J_t + J_v + J_w, \quad J_B = J_t + J_v \quad (49)$$

$$A = \frac{J_v (J_B J_t - J_v J_w) K \sqrt{J_A J_B J_w K}}{J_A J_v^2 J_w^2 K^2}, \quad B = \frac{J_B^3 J_w K R^2 W}{J_A J_v^2 J_w^2 K^2} \quad (50)$$

【0122】一般に、(50)式において、

$$|A| = 0.012 \ll |B| = 0.1 \quad (51)$$

となることから、(47)、(48)式より、

【0123】

【数30】
 $d T_1$

$$\frac{d T_1}{d \Delta \omega} \propto G_d \quad (52)$$

【0124】を得る。すなわち、スリップ速度 $\Delta \omega$ に対する制動トルク T_1 の勾配は微小ゲイン G_d に比例する。

【0125】以上により、微小ゲイン G_d が制動トルク勾配と等価な物理量であることが示され、この微小ゲイン G_d に基づいて制動トルク勾配を推定できることがわかる。なお、微小ゲイン G_d は、車輪と路面との間の摩擦状態によって変動する振動特性を敏感に反映するパラメータであるので、路面状態に係わらずきわめて精度良く制動トルク勾配を推定することができる。

【0126】

【発明の実施の形態】以下、図面を参照して本発明の各実施の形態に係るABS制御装置を詳細に説明する。

(第1の実施の形態) 本発明の第1の実施の形態に係るABS制御装置の構成を図1に示す。

【0127】図1に示すように、第1の実施の形態に係

10 T_1' の共振周波数 ω_∞ の振動成分と比例関係にある。従って、(40)式の伝達特性により、微小ゲイン G_d は次式によって表される。

【0121】

【数29】

$$(48)$$

るABS制御装置は、所定のサンプル時間 τ 毎に車輪速度を検出する車輪速検出手段10と、該車輪速検出手段30により検出された車輪速度の時系列データから制動トルク勾配を推定するトルク勾配推定手段12と、該トルク勾配推定手段12で推定された制動トルク勾配に基づいてABS制御のための各車輪毎の操作信号を演算するABS制御手段14と、該ABS制御手段14により演算された操作信号に基づいて各車輪毎にブレーキ圧を操作することによりABS制御を行うABS制御弁16と、から構成される。なお、このうちの車輪速検出手段10及びトルク勾配推定手段12は、推定した制動トルク勾配の値を出力する制動トルク勾配推定装置8を構成する。

【0128】図1の車輪速検出手段10は、例えば、図7(a)の構成により実現できる。図7(a)に示すように、車輪速検出手段10は、所定数の歯が等間隔に切れかた車輪と共に回転するように取り付けられたシグナルロータ30と、車体に固定されたピックアップコイル32と、該ピックアップコイル32の内部に磁束を貫通させるように配置された永久磁石34と、ピックアップコイル32に接続されると共にサンプル時間 τ 毎に該ピックアップコイル32に発生した交流電圧の周波数を検出して出力する周波数検出器36と、から構成され

る。

【0129】車輪の回転と共にシグナルロータ30が回転すると、シグナルロータ30とピックアップコイル32の間のエアギャップが回転速度に応じた周期で変化する。このため、ピックアップコイル32を貫通する永久磁石34の磁束が変化しピックアップコイル32に交流電圧が発生する。ここで、ピックアップコイル32に発生した交流電圧の時間的変化を図7(b)に示す。

【0130】図7(b)に示すように、ピックアップコイル32に発生した交流電圧は、シグナルロータ30の回転速度が低速時には周波数が低くなりシグナルロータ30の回転速度が高速時には周波数が高くなる。この交流電圧の周波数はシグナルロータ30の回転速度、すなわち車輪速度に比例するため、周波数検出器36の出力信号は、サンプル時間t毎の車輪速度に比例する。

【0131】なお、図7(a)の車輪速検出手段10は第1輪～第4輪のすべてに取り付けられ、各車輪毎に周波数検出器36の出力信号から第i輪(iは車輪番号、i=1,2,3,4)の車輪速度の時系列データw_i[k](kはサンプル時刻; k=1, 2, ...,)が検出される。

【0132】次に、ABS制御弁16の構成を図8を用いて説明する。図8に示すように、ABS制御弁16は、右前輪用の制御ソレノイドバルブ132(以下、「バルブSFR」と)と、左前輪用の制御ソレノイドバルブ134(以下、「バルブSFL」と)と、右後輪用の制御ソレノイドバルブ140(以下、「バルブSRR」と)と、左後輪用の制御ソレノイドバルブ142(以下、「バルブSRL」と)を含んで構成される。

【0133】バルブSFR、バルブSFL、バルブSRR、バルブSRLは、各々、増圧側バルブ132a、134a、140a、142a及び減圧側バルブ132b、134b、140b、142bを備えると共に、それぞれフロントホイールシリンダ144、146、及びリヤホイールシリンダ148、150に接続されている。

【0134】増圧側バルブ132a、134a、140a、142a及び減圧側バルブ132b、134b、140b、142bは、それぞれバルブの開閉を制御するSFRコントローラ131、SFLコントローラ133、SRRコントローラ139、SRLコントローラ141に接続されている。

【0135】SFRコントローラ131、SFLコントローラ133、SRRコントローラ139、SRLコントローラ141は、ABS制御手段14から送られてきた各車輪毎の操作信号に基づいて、各制御ソレノイドバルブの増圧側バルブと減圧側バルブの開閉を制御する。

【0136】ここで、ABS制御弁16を含むシステム油圧回路の構成を図9を用いて詳細に説明する。

【0137】図9に示すように、システム油圧回路には、マスターシリンダー系及びパワーサプライ系のブレーキフルードを蓄えるリザーバー100が設けられている。このリザーバー100には、内部に蓄えられたブレーキフルードの液面低下を検出するレベルウォーニングスイッチ102と、パワーサプライ系の異常高圧時にブレーキフルードをリザーバー100へリリーフするためのリリーフバルブ104が設けられている。

【0138】また、リザーバー100のリリーフバルブ104側から配設された配管には、リザーバー100からブレーキフルードを汲み上げ、高油圧のフルードを吐出するポンプ106が設けられ、さらにフルード吐出側には、該ポンプで発生させた油圧(パワーサプライ系)を蓄圧するアクチュームレーター108と該アクチュームレーター108の油圧を検出する圧力センサー110とが設けられている。この圧力センサー110は、アクチュームレーター110の油圧に基づいてポンプ106の制御信号を出力し、低圧時にはウォーニング信号(ABS、TRC制御の禁止信号)を出力する。

【0139】また、アクチュームレーター108の高油圧側の配管には、アクチュームレーター110の油圧低圧時にポンプ106の制御信号を出力すると共に油圧低圧時のウォーニング信号(ABS、TRC制御の禁止信号)を出力する圧力スイッチ112が設けられている。

【0140】また、リザーバー100から延設された他の配管には、ブレーキペダル118にかかる踏力に応じた油圧を発生させるマスターシリンダー114が接続されている。このマスターシリンダー114とブレーキペダル118との間には、アクチュームレーター110の高油圧を踏力に応じた油圧に調圧・導入しブレーキの助勢力を発生させるブレーキブースター116が配置されている。

【0141】このブレーキブースター116には、アクチュームレーターの高油圧側の配管とリザーバー100から直接延設された配管とが接続されており、ブレーキペダル118の踏み込み量が一定値以下の場合、リザーバー100からの通常の油圧が導入され、踏み込み量が一定値を越えるとアクチュームレーター108からの高油圧が導入される。

【0142】また、マスターシリンダー114からは該マスターシリンダーの油圧(マスタ圧)を前後輪に各々供給するためのフロント用マスタ圧配管164及びリヤ用マスタ圧配管166が設けられている。そして、フロント用マスタ圧配管164及びリヤ用マスタ圧配管166には、前後輪で適正な制動力の配分となるようにリヤ系統のブレーキ油圧を調圧するP&Bバルブ120が介在されている。なお、P&Bバルブ120は、フロント系統欠損時にはリヤ系統の調圧を中止する。

【0143】また、P&Bバルブ120から延びたフロント用マスタ圧配管164には、パワーサプライ系の油圧が低下した場合にフロントホイールシリンダー油圧を増圧して高い制動力を確保するための増圧装置122が

設けられている。この増圧装置 122 には、ブレーキブースター 116 のブースター室に接続されたブースター配管 168 が接続されており、このブースター配管 168 と増圧装置 122との間には、圧力リミッター 124 及び差圧スイッチ 126 が介在されている。

【0144】圧力リミッター 124 は、システム正常時にブレーキブースター 116 の助勢力限界以上の入力付加に対し、増圧装置 122 及び差圧スイッチ 126 を作動させないようにブースター室との経路を閉じる。また、差圧スイッチ 126 はマスターシリンダー 114 とブースター室との油圧差を検出する。

【0145】このブースター配管 168 には、上述した右前輪用の制御ソレノイドバルブ 132 (「バルブ SFR」) の増圧側バルブ 132a と、左前輪用の制御ソレノイドバルブ 134 (「バルブ SFL」) の増圧側バルブ 134a が接続されている。さらにバルブ SFR の減圧側バルブ 132b 及びバルブ SFL の減圧側バルブ 134b には、リザーバー 100 から直接延設された低圧配管 162 が接続されている。

【0146】バルブ SFR 及びバルブ SFL の圧力供給側の配管には、切り替えソレノイドバルブ 136 (以下、「バルブ SA1」) 及び切り替えソレノイドバルブ 138 (以下、「バルブ SA2」) が各々接続されており、このバルブ SA1 及びバルブ SA2 には、さらに増圧装置 122 の増圧側配管が接続されている。そして、バルブ SA1 の圧力供給側の配管は、左前輪のブレーキディスク 152 にブレーキ圧を加えるフロントホイールシリンダー 144 に接続されており、バルブ SA2 は、右前輪のブレーキディスク 154 にブレーキ圧を加えるフロントホイールシリンダー 146 に接続されている。

【0147】バルブ SA1 及びバルブ SA2 は、通常のブレーキモード時には、増圧装置 122 からの圧力が、各々フロントホイールシリンダー 144、146 にかかるように弁を切り替え、ABS 制御モード時には、バルブ SFR 及びバルブ SFL からの圧力が各々フロントホイールシリンダー 144、146 にかかるように弁を切り替える。すなわち、前輪では、通常ブレーキモードと ABS 制御モードとの切り替えは左右輪毎に独立して行うことが可能となっている。

【0148】また、ブースター配管 168 には、切り替えソレノイドバルブ 130 (以下、「SA3」) を介して、上述した右後輪用の制御ソレノイドバルブ 140 (「バルブ SRR」) の増圧側バルブ 140a と、左後輪用の制御ソレノイドバルブ 142 (「バルブ SRL」) の増圧側バルブ 140b が接続されている。さらにバルブ SRR の減圧側バルブ 140b 及びバルブ SRL の減圧側バルブ 142b には、リザーバー 100 から直接延設された低圧配管 162 が接続されている。

【0149】バルブ SRR の圧力供給側の配管は、右後輪のブレーキディスク 156 にブレーキ圧を加えるリヤ

ホイールシリンダー 148 に接続されており、バルブ SRL は、左後輪のブレーキディスク 158 にブレーキ圧を加えるリヤホイールシリンダー 150 に接続されている。

【0150】バルブ SA3 は、通常のブレーキモード時には、リヤ用マスタ圧配管 166 からのマスタ圧が、バルブ SRL 及びバルブ SRR にかかるように弁を切り替え、ABS 制御モード時には、ブースター配管 168 の高油圧がバルブ SRL 及びバルブ SRR にかかるように弁を切り替える。すなわち、後輪では、通常ブレーキモードと ABS 制御モードとの切り替えは左右まとめて行われる。

【0151】次に、本実施の形態の作用を説明する。なお、ABS モード時には、図 9 のバルブ SA1 及びバルブ SA2 が増圧装置 122 側の弁を閉じバルブ SFR 及びバルブ SFL 側の弁を開ける。また、バルブ SA3 がリヤ用マスタ圧配管 166 側の弁を閉じブースター配管 168 側の弁を開ける。

【0152】まず、車輪速検出手段 10 が、第 1 輪～第 4 輪の各々についてサンプル時間 τ 毎に車輪速を検出し、各車輪毎の車輪速度の時系列データ ω_i [k] を出力する。

【0153】次に、トルク勾配推定手段 12 が、上記ステップ 1 において、 ω_i [k] に基づき (9) 式、(10) 式を計算し、次に、例えばオンラインのシステム同定手法の一手法である最小自乗法に基づいて導出された上記ステップ 2 において (11) 式の漸化式から制動トルク勾配を推定する。このステップ 1 及びステップ 2 を順次繰り返すことにより、推定された制動トルク勾配の時系列データを得る。

【0154】そして、ABS 制御手段 14 が図 10 のフローチャートの流れで処理を行う。図 10 に示すように、ABS 制御手段 14 は、トルク勾配推定手段 12 が推定した各サンプル時刻の制動トルク勾配を用いて各サンプル時刻における各車輪の操作量 u_i ($u_i : i = 1, 2, 3, 4$) を演算する (ステップ 200)。

【0155】すなわち、(29) 式～(33) 式から (34) 式、(35) 式の状態方程式を導出し、この (34) 式、(35) 式で現れる (36) 式の構造を持つ任意の Δ ($-1 \leq \Delta_{ij}, \Delta_{ii} \leq 1$) を許容する制御系をいわゆる μ 設計法を用いて設計することにより、(38) 式、(39) 式のコントローラを導出する。そして、(39) 式の x_i にコントローラの状態値を、同式の y にトルク勾配推定手段 12 が推定した制動トルク勾配の値を代入することにより ABS 制御弁 16 の操作量 u を得る。

【0156】次に、車輪番号 i を 1 に設定し (ステップ 202)、第 i 輪の操作量 u_i が正の基準値 + e より大きいか否かを判定する (ステップ 204)。操作量 u_i が正の基準値 + e より大きい場合 (ステップ 204 肯定判定)、第 i 輪の ABS 制御弁の操作信号を、増圧信号

に設定する(ステップ206)。

【0157】操作量 u_i が正の基準値 $+e$ より大きくなる場合(ステップ204否定判定)、操作量 u_i が負の基準値 $-e$ より小さいか否かを判定する(ステップ208)。操作量 u_i が負の基準値 $-e$ より小さい場合(ステップ208肯定判定)、第*i*輪のABS制御弁の操作信号を、減圧信号に設定する(ステップ210)。

【0158】操作量 u_i が負の基準値 $-e$ より小さくない場合(ステップ208否定判定)、すなわち、操作量 u_i が負の基準値 $-e$ 以上であってかつ正の基準値 $+e$ 以下の場合には、第*i*輪のABS制御弁の操作信号を、保持信号に設定する(ステップ212)。

【0159】このように第1輪の操作量 u_i についての操作信号を設定すると、車輪番号*i*を1だけインクリメントし(ステップ214)、次に*i*が4を越えているか否かを判定する(ステップ216)。*i*が4を越えていない場合(ステップ216否定判定)、ステップ204に戻り、同様にしてインクリメントした車輪番号*i*の操作量 u_i について操作信号の設定を行う。

【0160】車輪番号*i*が4を越えた場合(ステップ216肯定判定)、すなわち、第1輪～第4輪すべてのABS制御弁の操作信号が設定されると、設定された操作信号をABS制御弁16へ送出する(ステップ218)。なお、以上のような操作信号の設定及び操作信号の送出は、各サンプル時刻毎に行われる。

【0161】このように各車輪毎の操作信号が送出されると、ABS制御弁16では、図8のSFRコントローラ131、SFLコントローラ133、SRRコントローラ139、SRLコントローラ141が、各操作信号に応じてバルブSFR、バルブSFL、バルブSRR、バルブSRLの開閉の制御を行う。

【0162】すなわち、増圧信号のときは増圧側バルブを開き、減圧側バルブを閉じる。これによって、図9のブースター配管168の高油圧が対応するホイールシリンダに加えられて制動力が増加する。逆に、減圧信号のときは増圧側バルブを閉じ、減圧側バルブを開く。これによって、図9の低圧配管162の低油圧が対応するホイールシリンダに加えられて制動力が減少する。また、保持信号のときは増圧側バルブ及び減圧側バルブを同時に閉じる。これによって、対応するホイールシリンダに加えられた油圧が保持されて制動力が保持される。

【0163】以上のように本実施の形態では、車輪速の時系列データのみから制動トルク勾配を推定し、この制動トルク勾配が0となるようにABS制御を行うので、車両の走行する路面状態によりピークμとなるスリップ速度が変化したとしても、安定にABS制御を行うことができる。

【0164】また、本実施の形態では、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴という2つのパラメータを同定するだけ

で済むため、3つのパラメータを同定しなければならない上記従来技術(米国特許)と比べて、演算時間を低減すると共に、演算精度を向上させることができる。よって、高精度なアンチロックブレーキ制御が可能となる。

【0165】また、この従来技術では、車輪速度以外にホイールシリンダ圧も検出しなければならなかつたのに対し、本実施の形態では、高価な圧力センサ等を用いず車輪速度のみを検出すれば済むため、装置の低コスト化、簡素化が図れる。

【0166】さらに、本実施の形態では、車体速度を推定する必要が無いので、従来のように、車体速度の推定のために車輪速度から求めた速度 v 、と実車体速度 $v..$ とが一致もしくは近い値になるまでブレーキ力の増圧減圧を比較的の低周波で繰り返したり、基準速度と比較する車体速度が実際の車体速度と大きく異なる場合等で、車輪が長時間ロック状態に陥るとか復帰のためブレーキ力を極端に減少させてしまうなどの問題を回避でき、快適なABS制御を実現できる。

【0167】またさらに、本実施の形態では、タイヤの特性の強い非線形特性を有するシステムに対し単純に現代制御理論を適用するのではなく、この非線形特性を見かけ上等価的なプラント変動としてみなすことができる点に着眼し、このプラント変動を許容するようなABS制御系設計をロバスト制御理論の適用により達成したので、4輪の干渉等も考慮されたきめ細かなABS制御を実現できる。

【0168】なお、制動トルク勾配推定装置8は、上記例のようにABS装置に適用する以外に、例えば、推定出力した制動トルク勾配の値に応じて、ドライバヘブレーキに関する警告等を発する警告装置等にも適用可能である。

【0169】また、本実施の形態に係る発明は、ブレーキ力だけでなく駆動力の制御装置にも適用可能である。この場合、同様の手法により制動トルク勾配推定装置8は、駆動トルク勾配を推定することができる。

(第2の実施の形態) 次に、第2の実施の形態に係るABS制御装置を図2を用いて説明する。なお、第1の実施の形態と同様の構成については同一の符号を付して詳細な説明を省略する。

【0170】図2に示すように、第2の実施の形態に係るABS制御装置は、所定のサンプル時間 τ 毎にブレーキトルク T_b を検出するブレーキトルク検出手段51と、所定のサンプル時間 τ 毎に車輪減速度 y を検出する車輪減速度検出手段52と、検出されたブレーキトルクの時系列データ T_b 、 $[j](j=1,2,3,\dots)$ 及び車輪減速度の時系列データ $y[j](j=1,2,3,\dots)$ に基づいて、制動トルク勾配を推定するトルク勾配推定手段53と、推定された制動トルク勾配に基づきABS制御のための各車輪毎の操作信号を演算するABS制御手段15と、該ABS制御手段15により演算された操作信号に基づいて

各車輪毎にブレーキ圧を操作することにより A B S 制御を行う A B S 制御弁 1 6 と、から構成される。なお、このうちのブレーキトルク検出手段 5 1 、車輪減速度検出手段 5 2 、及びトルク勾配推定手段 5 3 は、推定した制動トルク勾配の値を出力する制動トルク勾配推定装置 5 0 を構成する。

【 0 1 7 1 】 ここで、ブレーキトルク検出手段 5 1 は、各車輪のホイールシリング圧を検出する圧力センサと、該センサにより検出されたホイールシリング圧に所定の定数を乗じることにより各車輪のブレーキトルクを演算出力する乗算器と、から構成される。

【 0 1 7 2 】 また、車輪減速度検出手段 5 2 は、各車輪に取り付けられている車輪速センサ(車輪速検出手段)によって検出された第 i 輪 (i = 1, 2, 3, 4) の車輪速度信号 v_i に次式の処理を施すことによって第 i 輪の車輪減速度 y_i を導出するフィルタとして実現できる。

【 0 1 7 3 】

【 数 3 1 】

$$y_i = - \frac{v_i}{1 + 0.1s}$$

【 0 1 7 4 】 ただし、 s はラプラス変換の演算子である。なお、車輪減速度検出手段 5 2 を、車輪速に依らずに直接、車輪減速度を検出する車輪減速度センサを用いて構成することもできる。

【 0 1 7 5 】 トルク勾配推定手段 5 3 は、第 i 輪の車輪減速度の時系列データ y_i 、 [j] 及び第 i 輪のブレーキトルクの時系列データ $T_{i,j}$ 、 [j] に基づいて、 (23) 、 (25) 式により第 i 輪の f_i 、 ϕ_i を演算し、演算された f_i 、 ϕ_i を (28) 式に代入することにより得られた各データに、例えばオンラインのシステム同定手法を適用することにより第 i 輪の制動トルク勾配 k_i を推定演算する演算器として構成することができる。

【 0 1 7 6 】 次に、第 2 の実施の形態の作用を説明する。まず、トルク勾配推定手段 5 3 が、検出された第 i 輪のブレーキトルクの時系列データ $T_{i,j}$ (j = 1, 2, 3, ...,) 及び第 i 輪の車輪減速度の時系列データ y_i 、 [j] (j = 1, 2, 3, ...,) に基づいて、第 i 輪の制動トルク勾配を車輪毎に推定出力する。

【 0 1 7 7 】 次に、 A B S 制御手段 1 5 が、第 i 輪の制動トルク勾配が基準値より小さくならないような第 i 輪の操作信号を演算出力する。そして、 A B S 制御弁 1 6 が、この操作信号に基づいて各車輪毎にブレーキ圧を制御する。

【 0 1 7 8 】 例えば、演算された制動トルク勾配が基準値より小さくなったとき、 A B S 制御手段 1 5 は、直ちにブレーキ圧の低減指令信号を A B S 制御弁 1 6 に出力する。ここで、この基準値を、例えば、 0 近傍の正值に

設定した場合、ピーク μ の領域で制動トルク勾配が 0 であることから、ピーク μ を越えてブレーキ制動されると、直ちにブレーキ圧が低減されてタイヤのロックが回避される。

【 0 1 7 9 】 また、演算された制動トルク勾配が基準値より大きくなったときに、 A B S 制御手段 1 5 は、直ちにブレーキ圧の増圧指令信号を A B S 制御弁 1 6 に出力するようにしても良い。上記と同様に、基準値を 0 近傍の正值に設定した場合、ピーク μ より小さい μ の領域となつたとき、直ちにブレーキ力が増大されてピーク μ 付近に戻される。これにより、最も効果的なブレーキ制動が可能となり、制動距離を短縮化することができる。

【 0 1 8 0 】 このように第 2 の実施の形態によれば、車輪減速度とブレーキトルクとから求めた制動トルク勾配に基づく制御を行うので、第 1 の実施の形態と同様に、車速を推定する必要がなく、また路面状態に係わらず常に安定した快適なアンチロックブレーキ制御を行うことができる。

【 0 1 8 1 】 また、第 2 の実施の形態では、制動トルク勾配という 1 つのパラメータを直接同定する手法を用いたため、 3 つのパラメータを同定しなければならない上記従来技術(米国特許)と比べて、演算時間を大幅に低減すると共に、演算精度を大幅に向上させることができる。よって、より高精度なアンチロックブレーキ制御が可能となる。

【 0 1 8 2 】 さらに、第 2 の実施の形態においても、 A B S 制御手段 1 5 の代わりに、第 1 の実施の形態に係る A B S 制御手段 1 4 を適用することができる。すなわち、 4 輪の干渉を考慮に入れた図 1 0 のフローチャートの処理を実行することができる。これにより、きめ細かな A B S 制御が実現できる。

【 0 1 8 3 】 なお、制動トルク勾配推定装置 5 0 は、上記例のように A B S 装置に適用する以外に、例えば、推定出力した制動トルク勾配の値に応じて、ドライバブレーキに関する警告等を発する警告装置等にも適用可能である。

【 0 1 8 4 】 さらに、制動トルク勾配推定装置 5 0 を、図 3 に示すように、制動トルク特性の限界を判定するための限界判定装置 5 5 として応用することができる。この限界判定装置 5 5 は、図 2 の制動トルク勾配勾配推定装置 5 0 の出力端に、演算された制動トルク勾配の値により制動トルク特性の限界を判定する限界判定手段 5 4 を接続してなるものである。

【 0 1 8 5 】 ここで、制動トルク特性とは、スリップ速度に対する制動トルクの変化特性(図 5 参照)をいい、制動トルク特性の限界とは、その変化特性が、ある状態から異なる状態に遷移する際の境界をいう。例えば、図 5 において、ピーク μ となるスリップ速度より小さいスリップ速度の領域からピーク μ 近傍となるスリップ速度の領域に移行する際の限界(制動トルク勾配が 0 に近い

正値となる点) などが挙げられる。この限界を検出する場合、限界判定手段 54 は、0 に近い正値を基準値として記憶しておき、演算された制動トルク勾配がこの基準値以上の場合は、限界でないと判定し、制動トルク勾配が基準値より小さくなつたとき、限界と判定する。そして、この限界判定結果を電気信号などにより出力する。

【0186】このような限界判定装置 55 の出力信号を、図 2 の A B S 制御手段 15 に入力するように構成しても良い。この場合、A B S 制御手段 15 は、制動トルク特性が限界と判定されたとき、ブレーキ圧の低減指令信号を A B S 制御弁 16 へ出力することによってタイヤロックを防止する。

【0187】また、制御トルク勾配がピークム近傍で急激に変化する路面を走行する場合、ある 1 つの目標値に追従させるサーボ制御が良好に機能しない場合があるので、限界判定装置 55 により、制動トルク勾配が急激に変化する限界を判定し、この判定結果に応じて制御系の目標値を変更する制御を行うようにしても良い。これにより、より良好な制御性能を得ることができる。

(第 3 の実施の形態) 次に、第 3 の実施の形態の制動トルク勾配推定装置を図 4 を用いて説明する。なお、第 1 及び第 2 の実施の形態と同様の構成については、同一の符号を付して詳細な説明を省略する。

【0188】図 4 に示すように、第 3 の実施の形態の制動トルク勾配推定装置 57 は、微小ゲイン G_s を演算する微小ゲイン演算部 22 と、演算された微小ゲイン G_s を制動トルク勾配に変換するための演算を行う制動トルク勾配演算部 56 と、から構成される。

【0189】このうち微小ゲイン演算部 22 は、平均ブレーキ圧の回りに車体と車輪と路面とから構成される振動系の共振周波数 ω_∞ ((41)式) でブレーキ圧を微小励振したときの、車輪速度信号 ω_1 の共振周波数 ω_∞ での微小振幅 (車輪速微小振幅 ω_{1s}) を検出する車輪速微小振幅検出部 40 と、共振周波数 ω_∞ のブレーキ圧の微小振幅 P_s を検出するブレーキ圧微小振幅検出部 42 と、検出された車輪速微小振幅 ω_{1s} をブレーキ圧微小振幅 P_s で除算することにより微小ゲイン G_s を出力する除算器 44 と、から構成される。なお、ブレーキ圧の微小励振手段については後述する。

【0190】ここで、車輪速微小振幅検出部 40 は、共振周波数 ω_∞ の振動成分を抽出するフィルタ処理を行う図 14 のような演算部として実現できる。例えば、この振動系の共振周波数 ω_∞ が 40 [Hz] 程度であるので、制御性を考慮して 1 周期を 24 [ms]、約 41.7 [Hz] に取り、この周波数を中心周波数とする帯域通過フィルタ 75 を設ける。このフィルタにより、車輪速度信号 ω_1 から約 41.7 [Hz] 近傍の周波数成分のみが抽出される。さらに、このフィルタ出力を全波整流器 76 により全波整流、直流平滑化し、この直流平滑化信号から低域通過フィルタ 77 によって低域振動成分

のみを通過させることにより、車輪速微小振幅 ω_{1s} を出力する。

【0191】なお、周期の整数倍、例えば 1 周期の 24 [ms]、2 周期の 48 [ms] の時系列データを連続的に取り込み、41.7 [Hz] の単位正弦波、単位余弦波との相関を求ることによって車輪速微小振幅検出部 40 を実現できる。

【0192】ところで、既に述べたように、各制御ソレノイドバルブ (バルブ SFR、バルブ SFL、バルブ SRR、バルブ SRL) の増減圧時間をマスタシリンダ圧 (ブースター圧) に応じて制御することにより、所望のブレーキ力を実現することができる。そして、ブレーキ圧の微小励振は、平均ブレーキ力を実現する制御ソレノイドバルブの増減圧制御と同時に共振周波数に対応した周期で増圧減圧制御を行うことにより可能となる。

【0193】具体的な制御の内容として、図 15 に示すように、微小励振の周期 (例えば 24 [ms]) の半周期 $T/2$ 毎に増圧と減圧のそれぞれのモードを切り替え、バルブへの増減圧指令は、モード切り替えの瞬間から増圧時間 t_1 、減圧時間 t_2 のそれぞれの時間分だけ増圧・減圧指令を出力し、残りの時間は、保持指令を出力する。平均ブレーキ力は、マスタシリンダ圧 (ブースター圧) に応じた増圧時間 t_1 と減圧時間 t_2 との比によって定まると共に、共振周波数に対応した半周期 $T/2$ 每の増圧・減圧モードの切り替えによって、平均ブレーキ力の回りに微小振動が印加される。

【0194】なお、ブレーキ圧微小振幅 P_s は、マスタシリンダ圧 (ブースター圧)、図 15 に示したバルブの増圧時間 t_1 の長さ、及び減圧時間 t_2 の長さによって所定の関係で定まるので、図 4 のブレーキ圧微小振幅検出部 42 は、マスタシリンダ圧 (ブースター圧)、増圧時間 t_1 及び減圧時間 t_2 からブレーキ圧微小振幅 P_s を変換出力するテーブルとして構成することができる。

【0195】また、既に証明したように、微小ゲイン G_s と制動トルク勾配とは略比例の関係にあるので、図 4 の制動トルク勾配演算部 56 は、演算された微小ゲイン G_s に対し、適当な比例係数を乗算する乗算器として構成することができる。なお、微小ゲイン G_s は、車速の低下と共に増大する傾向にあるので、この比例係数を車速に応じて変化させることにより、車速に依らず常に正確な制動トルク勾配を演算することができる。

【0196】次に、第 3 の実施の形態の作用を説明する。ブレーキ圧が共振周波数 ω_∞ で微小励振されると、微小ゲイン演算部 22 が微小ゲイン G_s を演算し、制動トルク勾配演算部 56 がこの微小ゲイン G_s を制動トルク勾配に変換出力する。

【0197】このように第 3 の実施の形態では、車輪運動の動特性を的確に表す制動トルク勾配を簡単に演算できるので、摩擦状態に応じて種々の制御を行う技術に応用可能となる。

【0198】 例えば、図1のA B S制御手段14或いは図2のA B S制御手段15が、制動トルク勾配推定装置56の演算結果を利用するように構成すれば、第1及び第2の実施の形態のA B S制御装置と同様の効果を奏すことができる。

【0199】 さらに、制動トルク勾配推定装置57は、上記例のようにA B S装置に適用する以外に、例えば、推定出力した制動トルク勾配の値に応じて、ドライバーブレーキに関する警告等を発する警告装置等にも適用可能である。

【0200】 以上が、本発明の実施の形態であるが、本発明は上記例にのみ限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において種々に変更可能である。

【0201】 例えば、上記実施の形態のA B S制御装置では、制動トルク勾配を0又は0に近い値とするようにピーク追随するように設計したが、制動トルク勾配を0以外の基準値に制御するように設計することも可能である。

【0202】 また、第2の実施の形態の限界判定判定装置55を、第1の実施の形態の制動トルク勾配推定装置8や、第3の実施の形態の制動トルク勾配推定装置57が推定した制動トルク勾配に基づく限界判定に適用することも可能である。

【0203】 また、第3の実施の形態で、ブレーキ圧の微小励振手段を、制御ソレノイドバルブの増圧減圧のモード切り替えにより実現したが、励振信号に応じて伸縮する圧電アクチュエータを用いてブレーキディスクに直接、ブレーキ圧微小励振を印加するようにしても良い。

【0204】

【発明の効果】 以上説明したように請求項1～請求項4の発明によれば、車輪速度や車体速度の比較またはスリップ率の比較から車輪のロック状態を検出するのではなく、車輪速度の時系列データから制動トルク勾配を推定し、この制御トルク勾配に基づきブレーキ力を制御するようにしたので、走行路面の状態に係わらず安定かつ快適なアンチロックブレーキ制御を高精度で行うことができる、という優れた効果が得られる。

【0205】 さらに、請求項2～請求項4の発明によれば、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴を表す物理量の少数の行列要素を同定すべきパラメータとしたので、演算精度の向上及び演算時間の短縮化が図れると共に、車輪速度のみを検出すれば済むため装置を簡素できるというさらなる効果がある。

【0206】 また、請求項5及び請求項6の発明によれば、車輪速度や車体速度の比較またはスリップ率の比較から車輪のロック状態を検出するのではなく、車輪減速度及びブレーキトルクなどの時系列データから制動トルク勾配を推定し、この制御トルク勾配に基づきブレーキ

力を制御するようにしたので、走行路面の状態に係わらず安定かつ快適なアンチロックブレーキ制御を高精度で行うことができる、という優れた効果が得られる。

【0207】 さらに、請求項5及び請求項6の発明によれば、勾配モデルで近似された運動状態を、同定すべきパラメータである制動トルク勾配、制動トルクの変化に関する物理量及びスリップ速度の変化に関する物理量の間の関係に帰着し、この関係にオンラインのシステム同定手法を適用することにより、制動トルク勾配を推定するようにしたので、同定パラメータを1つとすることでき、大幅な演算精度の向上及び演算時間の短縮化が図れるというさらなる効果がある。

【0208】 また、請求項7の発明によれば、各車輪の運動状態と、車体の運動状態と、平衡点周りのスリップ速度の揺れに対する制動トルクの非線形変動及び制動トルク勾配の非線形変動を第1及び第2の範囲以内に変動する線形変動で表した第1及び第2のモデルと、に基づいて第1及び第2の範囲が所定の許容範囲内に収まり、かつ第2のモデルの制動トルクの勾配がトルク勾配推定手段が推定した制動トルク勾配に一致するようなブレーキ力の操作量を演算するようにしたので、4輪の干渉も考慮に入れたきめ細かなアンチロックブレーキ制御を行うことができる、というさらなる効果が得られる。

【0209】 また、請求項8の発明によれば、車輪速度の時系列データのみから少数パラメータで制動トルク勾配を推定するようにしたので、演算精度の向上及び演算時間の短縮化が図れると共に、車輪速度のみを検出すれば済むため装置を簡素できるという効果が得られる。

【0210】 さらに、請求項9の発明によれば、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴を表す物理量の少数の行列要素を同定すべきパラメータとして制動トルク勾配を推定可能としたので、演算精度の向上及び演算時間の短縮化が図れると共に、車輪速度のみを検出すれば済むため装置を簡素できるというさらなる効果が得られる。

【0211】 また、請求項10及び請求項11の発明によれば、勾配モデルで近似された運動状態を、同定すべきパラメータである制動トルク勾配、制動トルクの変化に関する物理量及びスリップ速度の変化に関する物理量の間の関係に帰着し、この関係にオンラインのシステム同定手法を適用することにより、制動トルク勾配を推定するようにしたので、同定パラメータを1つとすることでき、大幅な演算精度の向上及び演算時間の短縮化が図れるというさらなる効果が得られる。

【0212】 また、請求項12の発明によれば、車輪共振系の振動特性の変化を反映する微小ゲインに基づいて、該微小ゲインと等価な制動トルク勾配を推定するようにしたので、きわめて精度の高い推定値が得られる、という効果がある。

50 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態に係るアンチロックブレーキ制御装置及び制動トルク勾配推定装置の構成を示すブロック図である。

【図2】本発明の第2の実施の形態に係るアンチロックブレーキ制御装置及び制動トルク勾配推定装置の構成を示すブロック図である。

【図3】本発明の第2の実施の形態に係る限界判定装置の構成を示すブロック図である。

【図4】本発明の第3の実施の形態に係る制動トルク勾配推定装置の構成を示すブロック図である。

【図5】スリップ速度と、制動トルク及び制動トルク勾配との関係を示す図である。

【図6】スリップ速度の関数としての制動トルクF₁及び制動トルク勾配G₁の変化を示す図であって、(a)は制動トルクF₁の変動の上限下限を、(b)は制動トルク勾配G₁の変動の上限下限を示す図である。

【図7】本発明の実施の形態に係る車輪速検出手段の構成を説明するための図であって、(a)は車輪速検出手段の構成図、(b)はピックアップコイルに発生する交流電圧の時間的変化を示す図である。

【図8】本発明の実施の形態に係るABS制御弁の構成を示す図である。

【図9】本発明の実施の形態に係るABS制御弁を含むシステム油圧回路の構成を示す図である。

【図10】本発明の第1の実施の形態に係るABS制御の流れを示すフローチャートである。

【図11】本発明の実施の形態に係るABS制御が適用される車両の力学モデルを示す図である。

【図12】車輪と車体と路面とから構成される振動系の等価モデルを示す図である。

【図13】スリップ速度に対する摩擦係数μの変化特性を示すと共に、微小ゲインが制動トルク勾配と等価であることを説明するため、微小振動の中心の回りのμの変化が直線で近似できることを示す図である。

【図14】本発明の第3の実施の形態に係る微小ゲイン演算部の車輪速微小振幅検出部の構成を示すブロック図である。

【図15】ブレーキ圧の微小励振と平均ブレーキ力の制御を同時にを行う場合の制御ソレノイドバルブへの指令を示す図である。

【図16】従来のアンチロックブレーキ制御装置で用いられる車体速度の推定方法の概要を示す線図である。

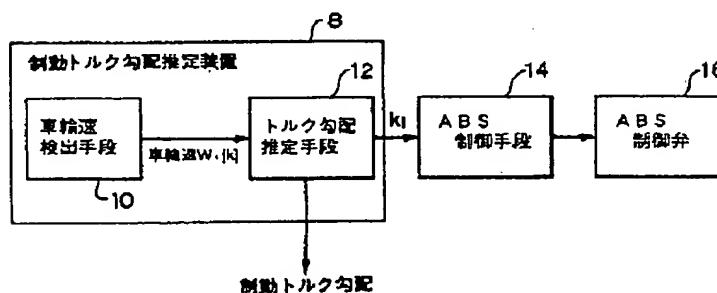
【図17】タイヤと路面との間の摩擦係数μのスリップ率に対する特性を示す線図である。

【図18】従来の車体速度推定部を用いたABS制御装置のブロック図である。

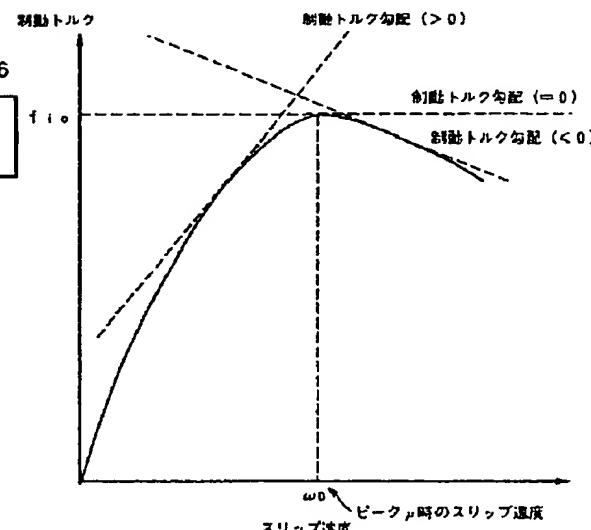
【符号の説明】

10	車輪速検出手段
12	トルク勾配推定手段
14	ABS制御手段
16	ABS制御弁
20	ABS制御弁
22	微小ゲイン演算部
40	車輪速微小振幅検出部
42	ブレーキ圧微小振幅検出部
50	制動トルク勾配推定装置
51	ブレーキトルク検出手段
52	車輪減速度検出手段
53	トルク勾配推定手段
54	限界判定手段
55	限界判定装置
30	56 制動トルク勾配演算部
57	制動トルク勾配推定装置

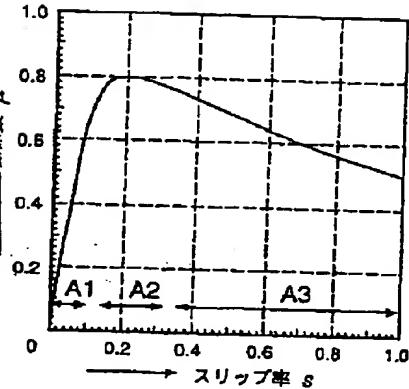
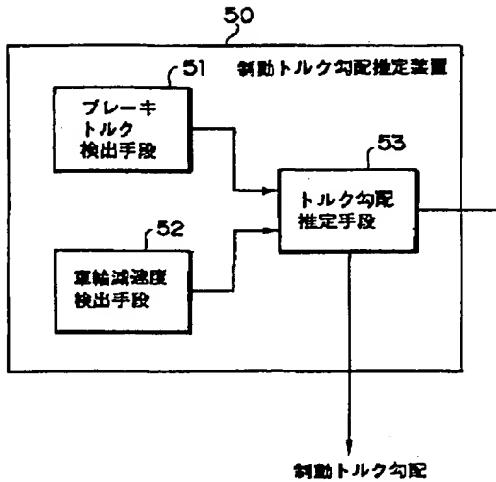
【図1】



【図5】

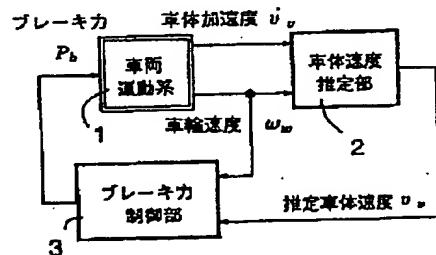
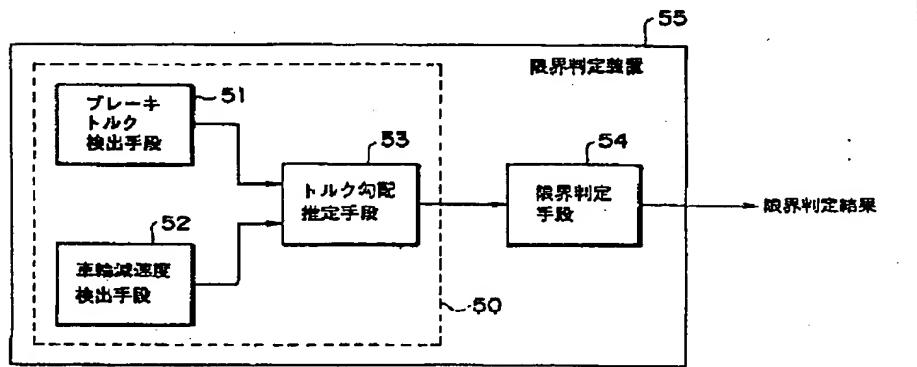


[図2]

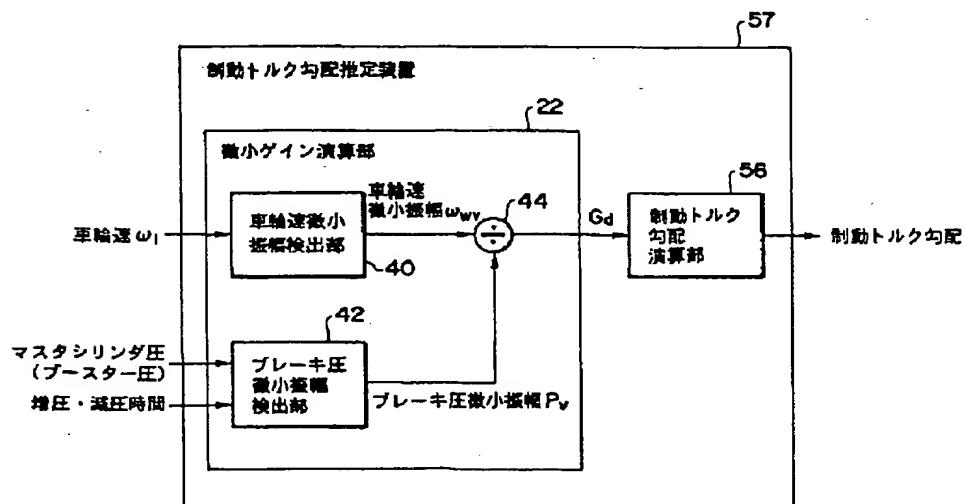


〔图 18〕

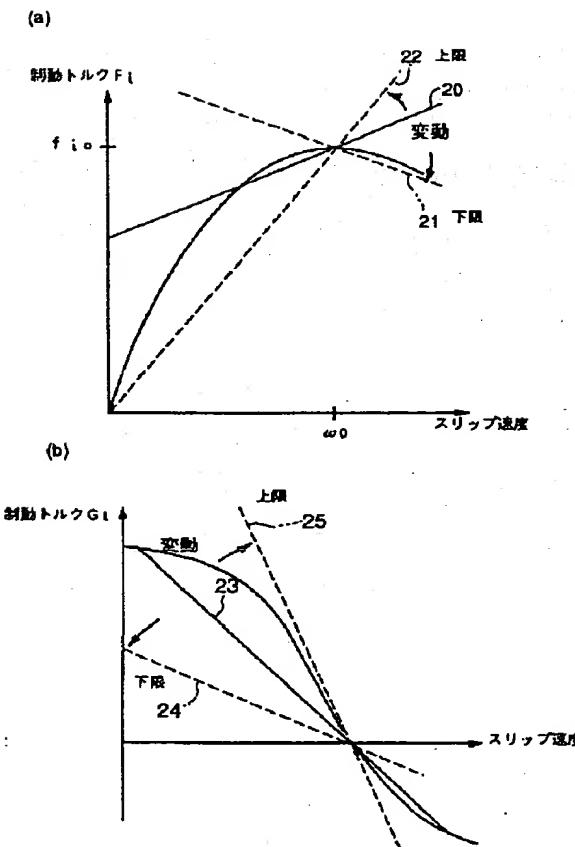
[圖 3]



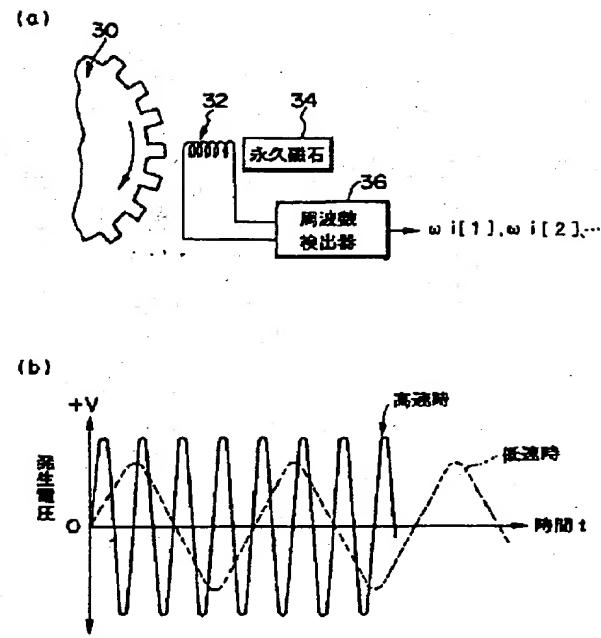
[図4]



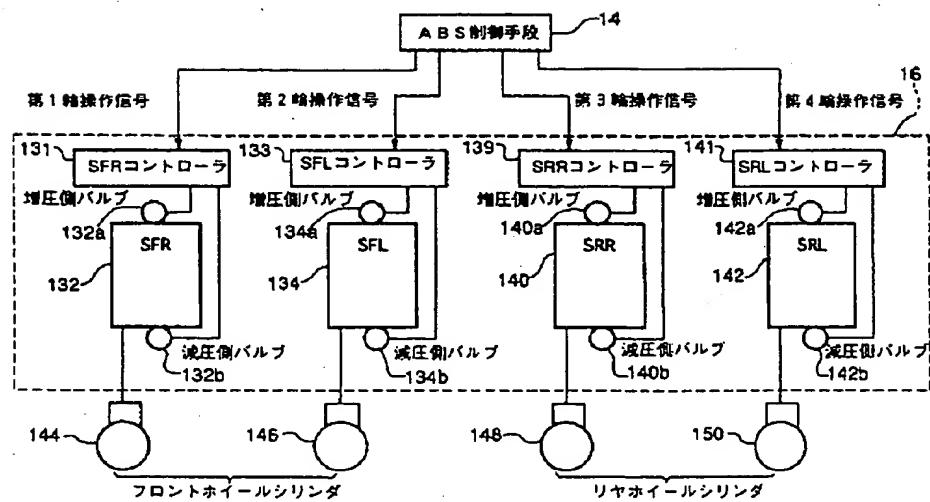
【図 6】



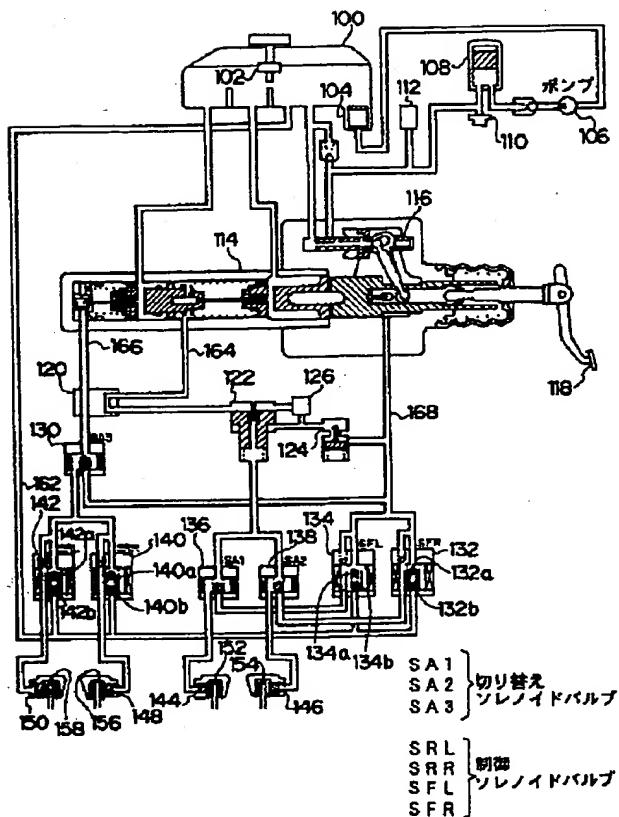
【図 7】



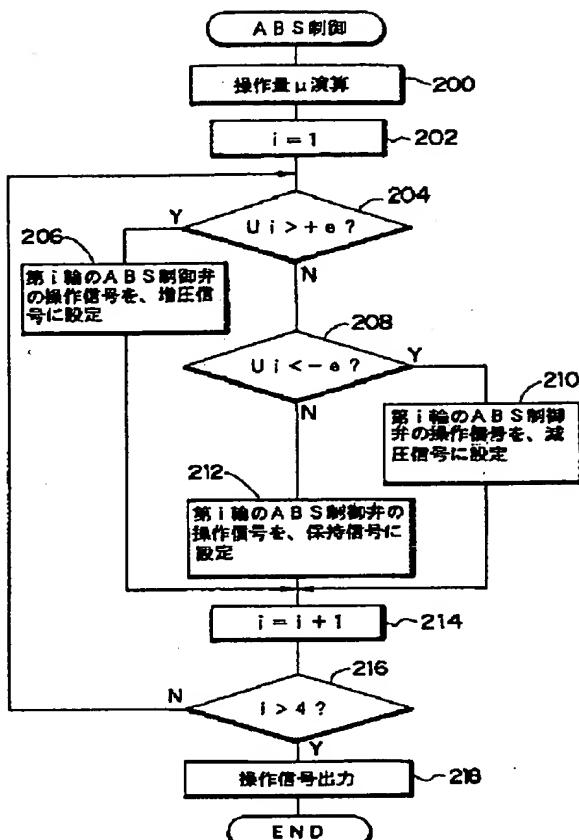
【図 8】



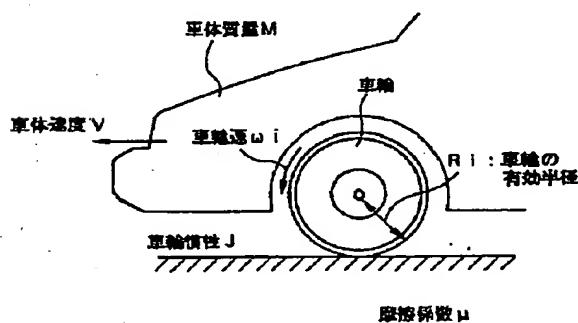
[9]



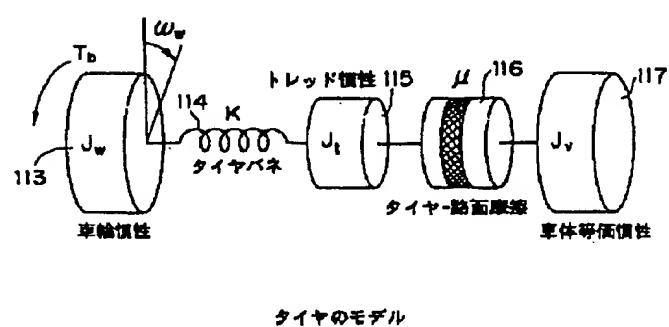
〔四一〇〕



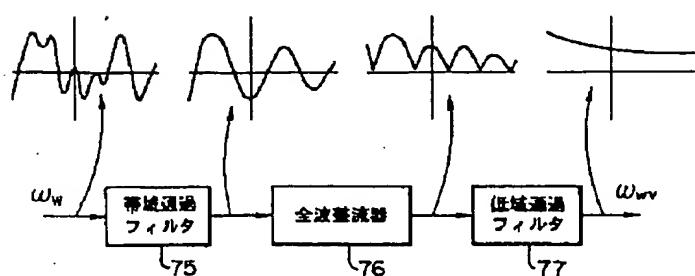
[图 11]



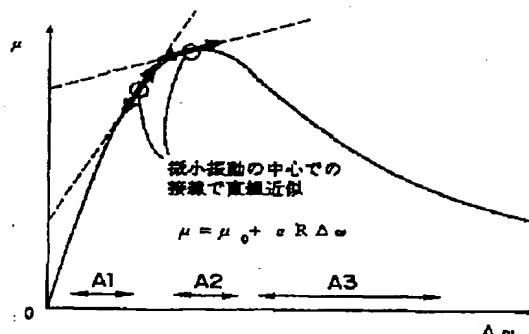
〔図12〕



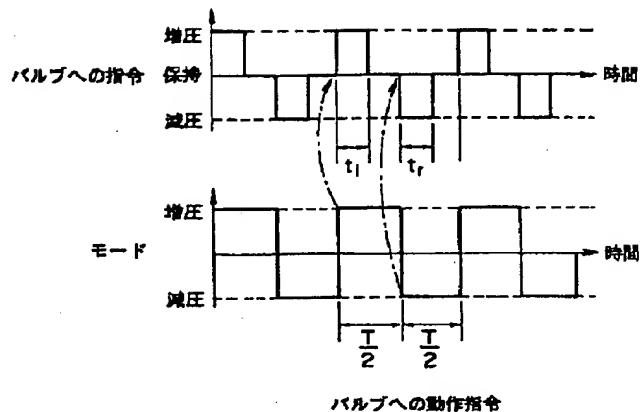
〔图14〕



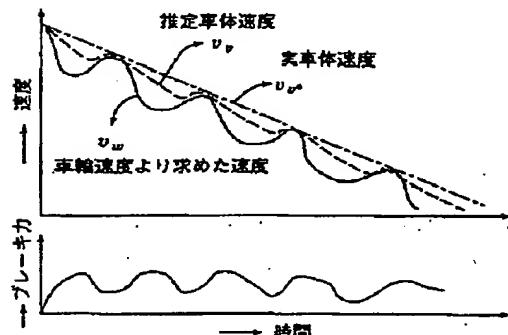
【図 13】



【図 15】



【図 16】



フロントページの続き

(72) 発明者 梅野 孝治

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41

番地の 1 株式会社豊田中央研究所内

(72) 発明者 山口 裕之

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41

番地の 1 株式会社豊田中央研究所内

(72) 発明者 菅井 賢

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41

番地の 1 株式会社豊田中央研究所内